

**TUGAS AKHIR - TM145502**

**ANALISIS PENGARUH VARIASI BEBAN TURBIN GAS  
TERHADAP KINERJA SIKLUS GABUNGAN PLTGU BLOK  
1 DI PT. INDONESIA POWER UPJP PERAK GRATI  
PASURUAN**

**REYNALDY SHABIR MAULANA**  
**NRP 10211500000055**

Dosen Pembimbing  
Ir. Arino Anzip, MEngSc  
NIP 19610714 198803 1 003

PROGRAM STUDI DIPLOMA III  
Departemen Teknik Mesin Industri  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2018



**TUGAS AKHIR - TM145502**

**ANALISIS PENGARUH VARIASI BEBAN TURBIN GAS  
TERHADAP KINERJA SIKLUS GABUNGAN PLTGU BLOK  
1 DI PT. INDONESIA POWER UPJP PERAK GRATI  
PASURUAN**

**REYNALDY SHABIR MAULANA**  
**NRP 10211500000055**

Dosen Pembimbing  
Ir. Arino Anzip, MEngSc  
NIP 19610714 198803 1 003

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III**  
**Departemen Teknik Mesin Industri**  
**Fakultas Vokasi**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya**  
**2018**



**FINAL PROJECT - TM 145502**

**ANALYSIS OF THE EFFECT OF VARIOUS GAS  
TURBINE'S LOAD TO COMBINED CYCLE'S  
PERFORMANCE AT PLTGU BLOCK 1 PT.  
INDONESIA POWER UPJP PERAK GRATI  
PASURUAN**

**REYNALDY SHABIR MAULANA**  
**NRP 10211500000055**

**COUNSELOR LECTURER**  
**Ir. Arino Anzip, MEngSc**  
**NIP 19610714 198803 1 003**

**Diplome III Program**  
**Industrial Mechanical Engineering Departement**  
**Vocational Faculty**  
**Sepuluh Nopember Institute Of Technology**  
**Surabaya**  
**2018**

## LEMBAR PENGESAHAN

### ANALISA PENGARUH VARIASI BEBAN TURBIN GAS TERHADAP KINERJA SIKLUS GABUNGAN PLTGU BLOK 1 DI PT. INDONESIA POWER UPJP PERAK GRATI PASURUAN

#### TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat Untuk Memperoleh  
Gelar Ahli Madya Teknik Mesin Industri  
Pada Bidang Studi Konversi Energi  
Program Studi Diploma III  
Departemen Teknik Mesin Industri  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya

Oleh :

**Reynaldy Shabir Maulana**  
**NRP. 10211500000055**



Mengetahui dan Menyetujui  
Dosen Pembimbing

**Ir. Arino Anzip, MEngSc**  
**NIP. 19610714 198803 1 003**

Surabaya, Juli 2018



# **ANALISIS PENGARUH VARIASI BEBAN TURBIN GAS TERHADAP KINERJA SIKLUS GABUNGAN PLTGU BLOK 1 DI PT. INDONESIA POWER UPJP PERAK GRATI, PASURUAN**

**Nama Mahasiswa** : Reynaldy Shabir Maulana  
**NRP** : 10211500000055  
**Departemen** : Teknik Mesin Industri FV-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Ir. Arino Anzip, MEngSc

## **Abstrak**

*Permintaan kebutuhan listrik oleh konsumen berubah – ubah sehingga pembangkit listrik juga mengalami perubahan beban. Perubahan beban ini juga mempengaruhi efisiensi dari pembangkit yang akan berdampak pada perbandingan biaya produksi dan jumlah produksi yang dihasilkan. Pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap (PLTGU) variasi beban dilakukan pada turbin gas. Tujuan analisis ini agar diketahui pada beban turbin gas berapa performa PLTGU dapat beroperasi secara optimal.*

*Metode yang digunakan untuk menganalisis efisiensi dan heat rate siklus gabungan berdasarkan variasi beban turbin gas adalah analisis dengan mengabaikan kerugian, seperti kerugian gesekan antara fluida kerja dan peralatan. Analisis ini juga berlaku hukum kekekalan massa. Bahan bakar yang digunakan adalah gas alam yang memiliki specific gravity (SG) sebesar 0,614.*

*Dari hasil perhitungan didapatkan bahwa efisiensi termal siklus gabungan tertinggi terdapat pada beban 100 MW sebesar 44,73 % dengan heat rate 1922,65 kcal/kWh. Pada beban 75 MW diperoleh efisiensi 42,6 % dengan heat rate 2018,78 kcal/kWh. Efisiensi yang terendah terdapat pada beban 50 MW sebesar 37,86 % dengan heat rate 2271,53 kcal/kWh.*

*Kata Kunci : beban, performa, PLTGU, turbin,.*

**ANALYSIS OF THE EFFECT OF VARIOUS GAS  
TURBINE'S LOAD TO COMBINED CYCLE'S  
PERFORMANCE AT PLTGU BLOCK 1 PT.  
INDONESIA POWER UPJP PERAK GRATI,  
PASURUAN**

**Student Name** : Reynaldy Shabir Maulana  
**NRP** : 10211500000055  
**Departement** : Teknik Mesin Industri FV-ITS  
**Counselor Lecturer** : Ir. Arino Anzip, MEngSc

**Abstract**

*The electrical demand needs by consumers varies so electrical producers also experience load changes. This change in load also affects the efficiency of the plant that will impact on the ratio of production costs and the amount of production produced. At Combined Cycle Power Plant (PLTGU), the variation of the load carried in the gas turbine. The purpose of this analysis to be known which load that PLTGU can operate optimally.*

*The method used for analyzing the efficiency and heat rate based on various load in gas turbine is an analysis by neglecting the pressure drop and heat loss. This analysis also uses the conservation of mass. Fuel used in PLTGU Grati is natural gas with specific gravity (SG) is 0,6140.*

*As the result of calculation, 100 MW load is the highest efficiency of combined cycle is 44,73 % with heat rate 1922,65 kcal/kWh. When the load is 75 MW, the efficiency is 42,6 % with heat rate 2018,78 kcal/kWh. And the lowest efficiency is 37,86 % with heat rate 2271,53 kcal/kWh, which is gas turbine is in 50 MW load.*

*Keywords: load, performance, CCGT, turbine,.*

## **KATA PENGANTAR**

Dengan mengucap segala puji dan syukur penulis panjatkan atas kehadiran Allah SWT yang telah melimpahkan karunia, rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul : Analisa Pengaruh Variasi Beban Turbin Gas Terhadap Kinerja Siklus Gabungan PLTGU Blok 1 di PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan.

Penyelesaian Tugas Akhir ini merupakan syarat kelulusan akademis dan memperoleh gelar Ahli Madya dalam menempuh pendidikan Bidang Studi Konversi Energi di Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Terlaksananya dan tersusunnya tugas akhir ini tidak terlepas dari dukungan, bantuan dan kerjasama yang baik dari semua pihak yang secara langsung maupun tidak langsung terlibat di dalam Tugas Akhir ini. Oleh Karena itu pada kesempatan ini, penulis menyampaikan terima kasih kepada :

1. Bapak Ir. Arino Anzip, MEngSc selaku Dosen Pembimbing yang telah memberikan ilmu, bimbingan, dan bantuan sehingga penulis mampu mengerjakan dan menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT selaku Kepala Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
3. Bapak Ir. Suhariyanto, Msc selaku koordinator tugas akhir Program Studi D3 Teknik Mesin Industri FV-ITS.
4. Bapak Ir. Gathot Dwi Winarto, MT selaku Dosen Wali yang telah memberikan gambaran, motivasi dan bantuan dalam menempuh perkuliahan di Program Studi D3 Teknik Mesin Industri FV-ITS.
5. Tim dosen penguji yang telah bersedia meluangkan waktu, tenaga dan pikiran dalam rangka perbaikan tugas akhir ini.
6. Bapak Ahmad Khayubi selaku Kepala Bagian Humas di PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan.

7. Bapak Subekhi selaku pembimbing dalam melaksanakan Tugas Akhir di PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan.
8. Mas Hafidh, Mas Rohmat, Mas Jeffry, Mas Bowo, Mas Satrio, Mas Saroni, Bapak-Bapak dan mas-mas HAR Mesin, operator CCR dan seluruh karyawan PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan.
9. Semua dosen dan karyawan Program Studi D3 Teknik Mesin Industri FV-ITS.
10. Ibu dan Ayah tercinta, Adek dan Keluarga tersayang yang telah memberikan dorongan moril, materil, serta spiritual kepada penulis.
11. Ananta Ariska Ocseano yang telah memberikan dukungan secara moril dalam mengerjakan tugas akhir ini.
12. Teman – teman sebimbingan yang saling memberi semangat dan motivasi untuk menyelesaikan tugas akhir ini selama pembimbingan.
13. Saudara - saudara seperjuangan D3 Teknik Mesin Industri FV-ITS 2015 dan semua pihak yang telah membantu terselesaikannya Tugas Akhir ini, kami mengucapkan banyak terima kasih.
14. Seluruh pihak yang belum disebutkan di atas yang telah memberikan doa, bantuan, dan dukungannya bagi penulis hingga tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik dan tepat waktu.

Akhirnya semoga laporan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat untuk sekarang dan masa depan yang akan datang. Penulis menyadari bahwa dalam penulisan laporan ini masih banyak terdapat kekurangan, sehingga saran dan kritik yang membangun mampu menyempurnakan penulisan laporan dimasa yang datang.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL .....</b>	<b>i</b>
<b>LEMBAR PENGESAHAN .....</b>	<b>iii</b>
<b>ABSTRAK .....</b>	<b>v</b>
<b>KATA PENGANTAR .....</b>	<b>vii</b>
<b>DAFTAR ISI .....</b>	<b>ix</b>
<b>DAFTAR GAMBAR .....</b>	<b>xii</b>
<b>DAFTAR TABEL.....</b>	<b>xiv</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN .....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan Penelitian.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
1.6 Metode Penulisan .....	3
1.7 Sistematika Penulisan.....	4
<b>BAB II DASAR TEORI.....</b>	<b>5</b>
2.1. Tinjauan Umum PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan .....	5
2.2. Penelitian Terdahulu.....	7
2.3. Pengaturan Beban Pembangkit Listrik .....	8
2.4. Siklus Termodinamika .....	10
2.4.1. Siklus Brayton.....	10
2.4.1.1 Ireversibilitas dan Rugi Utama Siklus Brayton .....	14
2.4.2. Siklus Rankine .....	14
2.4.2.1 Ireversibilitas dan Rugi Utama Siklus Rankine .....	17
2.4.3. Siklus Gabungan.....	19
2.5. Tekanan Statis dan Tekanan Stagnasi .....	20
2.6 Instalasi Turbin Gas.....	23
2.6.1. Konstruksi Turbin Gas.....	22

2.6.2. Klasifikasi Sistem Turbin Gas Berdasarkan Siklusnya .....	26
2.6.3. Klasifikasi Sistem Turbin Gas Berdasarkan Konstruksinya .....	27
2.6.4. Spesifikasi Turbin Gas .....	29
2.7 Instalasi HRSG .....	30
2.7.1. Spesifikasi HRSG .....	34
2.8 Instalasi Turbin Uap .....	35
2.8.1. Klasifikasi Sistem Turbin Uap dari segi Tekanan Akhir Uap .....	35
2.8.2. Klasifikasi Sistem Turbin Uap dari segi Tekanan Uap .....	37
2.8.3. Spesifikasi Turbin Uap .....	38
2.9 Instalasi Pompa.....	39
2.10 Performa Siklus Gabungan .....	39
2.10.1. <i>Air Fuel Ratio</i> (AFR) .....	39
2.10.2. <i>Specific Fuel Consumption</i> .....	40
2.10.3. <i>Work Ratio</i> ( $\alpha$ ).....	40
2.10.4. <i>Efisiensi Termal</i> .....	41
2.10.5. <i>Heat Rate</i> .....	41
<b>BAB III METODOLOGI .....</b>	<b>43</b>
3.1. Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir .....	43
3.2. Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir .....	45
3.2.1. Studi Literatur .....	45
3.2.2. Observasi Lapangan.....	45
3.2.3. Pengambilan Data .....	45
3.2.4. Konversi dan Perhitungan Properties.....	48
3.2.5. Perhitungan dan Analisa Performa Siklus Gabungan .....	48
3.2.6. Pembahasan dan Kesimpulan.....	48
<b>BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN.....</b>	<b>49</b>
4.1. Analisis Siklus Pembangkit dengan Beban 100 MW .....	49
4.1.1. Perhitungan Performa Turbin Gas Blok 1 PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan.....	49

4.1.2.Perhitungan Performa HRSG Blok 1 PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan .....	68
4.1.3.Perhitungan Performa Pompa Blok 1 PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan .....	74
4.1.4.Perhitungan Performa Turbin Uap Blok 1 PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan.....	83
4.1.5.Perhitungan Performa Siklus Gabungan Blok 1 PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan.....	90
4.2. Analisis Siklus Pembangkit dengan Beban 75 MW .....	91
4.3. Analisis Siklus Pembangkit dengan Beban 50 MW .....	108
4.4. Pembahasan Performa Siklus Gabungan dengan Variasi Beban Turbin Gas dalam Bentuk Tabel.....	124
4.5. Pembahasan Performa Siklus Gabungan dengan Variasi Beban Turbin Gas dalam Bentuk Grafik .....	125
<b>BAB V PENUTUP .....</b>	<b>129</b>
5.1. Kesimpulan .....	129
5.2. Saran .....	129
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>131</b>
<b>LAMPIRAN</b>	
<b>BIODATA PENULIS</b>	

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati.....	5
Gambar 2.2. Proses Produksi PLTGU.....	6
Gambar 2.3. Pasokan Bahan Bakar .....	7
Gambar 2.4. Kurva Beban Harian Pemakai Tenaga Listrik.....	8
Gambar 2.5. Kurva Lama Beban .....	9
Gambar 2.6. <i>Simple Open Cycle Gas Turbine</i> .....	10
Gambar 2.7. Siklus Brayton .....	10
Gambar 2.8. Efek Ireversibilitas Turbin Gas .....	14
Gambar 2.9. <i>Rankine Cycle Steam Turbine</i> .....	15
Gambar 2.10. <i>T-s Diagram Ideal Rankine Cycle</i> .....	15
Gambar 2.11. Efek Ireversibilitas Siklus Rankine .....	17
Gambar 2.12. <i>Combined Cycle</i> .....	19
Gambar 2.13. Pengukuran Tekanan Statis.....	20
Gambar 2.14. Pengukuran Tekanan Stagnasi.....	21
Gambar 2.15. Turbin Gas Industri.....	21
Gambar 2.16. Rotor dan Stator pada <i>Axial Compressor</i> .....	22
Gambar 2.17. Variasi Temperatur, Kecepatan, dan Tekanan Kompresor Aksial .....	23
Gambar 2.18. Combuster Tipe Can - Annular.....	24
Gambar 2.19. Zona Ruang Bakar .....	25
Gambar 2.20. <i>Open Cycle Gas Turbine</i> .....	26
Gambar 2.21. <i>Close Cycle Gas Turbine</i> .....	27
Gambar 2.22. <i>Single Shaft Turbine</i> .....	27
Gambar 2.23. <i>Twin Shaft Turbine</i> .....	28
Gambar 2.24. Turbin Gas saat Overhaul .....	29
Gambar 2.25. HRSG dengan Aliran Gas Mendatar .....	30
Gambar 2.26. HRSG Sirkulasi Alami .....	31
Gambar 2.27. HRSG Sirkulasi Paksa .....	32
Gambar 2.28. <i>Heat Recovery Steam Generator</i> .....	34
Gambar 2.29. <i>Back Pressure Turbine</i> .....	36
Gambar 2.30. <i>Condensation Turbine</i> .....	36
Gambar 2.31. Turbin Impuls dan Turbin Reaksi.....	37



Gambar 2.32. Turbin Uap.....	38
Gambar 3.1. Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir.....	44
Gambar 4.1. Grafik Pengaruh Variasi Beban Turbin Gas terhadap Performa Siklus Gabungan.....	126

## DAFTAR TABEL

Tabel 4.1. Properties Bahan Bakar CNG.....	50
Tabel 4.2. Data Operasi GT 1.1.....	50
Tabel 4.3. Data Operasi GT 1.1 (Konversi) .....	51
Tabel 4.4. Data Properties Udara dan <i>Natural Gas</i> .....	52
Tabel 4.5. Properties GT 1.2 dan GT 1.3 .....	66
Tabel 4.6. Hasil Perhitungan GT 1.2 dan GT 1.3 .....	67
Tabel 4.7. Properties <i>High Pressure</i> pada HRSG Unit 1 .....	68
Tabel 4.8. Properties Low Pressure pada HRSG Unit 1 .....	69
Tabel 4.9. Properties Preheater pada HRSG Unit 1 .....	70
Tabel 4.10. Properties <i>Exhaust Gas</i> pada HRSG Unit 1 .....	70
Tabel 4.11. Properties HRSG Unit 2 dan 3 .....	71
Tabel 4.12. Hasil Perhitungan HRSG Unit 2 dan 3 .....	74
Tabel 4.13. Properties Pompa CEP .....	75
Tabel 4.14. Properties Pompa LP BFP A .....	75
Tabel 4.15. Properties Pompa LP BFP C .....	76
Tabel 4.16. Properties Pompa HP BFP A.....	77
Tabel 4.17. Properties Pompa HP BFP B.....	77
Tabel 4.18. Properties Pompa HP BFP C.....	78
Tabel 4.19. Properties Pompa HP BCP B HRSG 1.1 .....	79
Tabel 4.20. Properties Pompa HP BCP A HRSG 1.2.....	79
Tabel 4.21. Properties Pompa HP BCP B HRSG 1.3 .....	80
Tabel 4.22. Properties Pompa LP BCP B HRSG 1.1 .....	81
Tabel 4.23. Properties Pompa LP BCP B HRSG 1.2 .....	81
Tabel 4.24. Properties Pompa LP BCP A HRSG 1.3 .....	82
Tabel 4.25. Data Design Keluar LP Turbin.....	88
Tabel 4.26. Properties Instalasi Turbin Gas Beban 75 MW ....	91
Tabel 4.27. Hasil Perhitungan Instalasi Turbin Gas Beban 75 MW.....	93
Tabel 4.28. Properties Instalasi HRSG pada Beban 75 MW ...	96
Tabel 4.29. Hasil Perhitungan HRSG pada beban 75 MW .....	100
Tabel 4.30. Data dan Properties Instalasi Pompa pada Beban 75 MW .....	102
Tabel 4.31. Hasil Perhitungan Instalasi Pompa pada	

	Beban 75 MW .....	104
Tabel 4.32.	Data dan Properties Instalasi Turbin Uap pada Beban 75 MW .....	105
Tabel 4.33.	Hasil Perhitungan Instalasi Turbin Uap pada Beban 75 MW .....	107
Tabel 4.34.	Hasil Perhitungan Instalasi gabungan pada Beban 75 MW .....	107
Tabel 4.35.	Properties Instalasi Turbin Gas Beban 50 MW ....	108
Tabel 4.36.	Hasil Perhitungan Instalasi Turbin Gas Beban 50 MW .....	110
Tabel 4.37.	Properties Instalasi HRSG pada Beban 50 MW ...	112
Tabel 4.38.	Hasil Perhitungan HRSG pada beban 50 MW .....	117
Tabel 4.39.	Data dan Properties Instalasi Pompa pada Beban 50 MW .....	118
Tabel 4.40.	Hasil Perhitungan Instalasi Pompa pada Beban 50 MW .....	120
Tabel 4.41.	Data dan Properties Instalasi Turbin Uap pada Beban 50 MW .....	121
Tabel 4.42.	Hasil Perhitungan Instalasi Turbin Uap pada Beban 50 MW .....	123
Tabel 4.43.	Hasil Perhitungan Instalasi gabungan pada Beban 50 MW .....	124
Tabel 4.44.	Perbandingan Performa Siklus Gabungan.....	124

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Indonesia saat ini melaksanakan program percepatan pembangunan pembangkit listrik sebesar 35.000 MW dengan mendirikan beberapa pembangkit listrik, terutama Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) berbahan bakar gas alam. Pada tahun 2016, PT. Indonesia Power UJIP Perak Grati, Pasuruan melakukan pembangunan blok baru yaitu blok 3 dengan total kapasitas produksi 450 MW.

PLTGU menggunakan siklus *combined cycle* dimana siklus ini memanfaatkan panas gas buang dari PLTG untuk memanaskan air dalam *tube Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) sehingga menjadi uap, selanjutnya uap ini digunakan untuk menggerakkan turbin uap. Jika komponen - komponen tersebut digunakan secara terus menerus, maka akan mempengaruhi keandalan (performa) dan umur pakainya (lifetime). Hal ini akan berpengaruh langsung terhadap efisiensi pembangkit. Jika efisiensi pembangkit rendah maka perbandingan biaya operasional tidak sebanding dengan jumlah produksinya.

Kebutuhan listrik dapat berubah - ubah setiap waktu sehingga juga mempengaruhi permintaan jumlah listrik oleh pembangkit. Kebutuhan energi pada jam kerja akan berbeda dibanding kebutuhan saat tengah malam. Oleh karena itu, PLTGU sering mengalami perubahan beban dan konfigurasi pengoperasian untuk menyesuaikan jumlah produksi dengan permintaan konsumen. Beban dan pengoperasian semua diatur oleh P2B (Penyaluran dan Pusat Pengatur Beban) yang bertempat di Gandul, Cinere, Depok, Jawa Barat dan bertanggungjawab memutuskan suatu pembangkit beroperasi pada beban tertentu. Dalam pengaturan ini, maka secara otomatis suplai bahan bakar, suplai udara pembakaran, serta gas buangnya akan berubah.

Oleh karena itu, pada analisa tugas akhir ini akan dianalisa pada beban turbin gas berapa pembangkit dapat beroperasi optimal dengan pola operasi 3-3-1 (3 turbin gas, 3 HRSG, 1 turbin uap). Dari latar belakang tersebut maka penulis selanjutnya akan melakukan analisis untuk mengetahui pengaruh variasi beban turbin gas terhadap performa siklus gabungan PLTGU Blok 1 PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan.

## 1.2 Rumusan Masalah

Dalam penyusunan tugas akhir ini, masalah yang akan dibahas adalah :

1. Bagaimana pengaruh variasi beban turbin gas terhadap performa siklus gabungan PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati ?
2. Berapa efisiensi termal dan *heat rate* performa siklus gabungan yang paling optimal dari pengaruh variasi beban turbin gas?

## 1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penulisan tugas akhir ini antara lain sebagai berikut :

1. Data yang digunakan adalah data harian PLTGU Blok 1 PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan.
2. Variasi pembebanan yang digunakan adalah beban turbin gas pada beban 50 MW, 75 MW, dan 100 MW. Sedangkan beban turbin uap tetap menyesuaikan beban pada turbin gas.
3. Pola operasi yang digunakan adalah 3-3-1 (3 turbin gas, 3 HRSG, 1 turbin uap).
4. Bahan bakar yang digunakan adalah gas alam yang disuplai dari PT. Santos.
5. Pembebanan di unit sudah dalam kondisi steady.
6. Analisa yang digunakan adalah analisa termodinamika.
7. Mengabaikan *internal irreversibilitas* sistem
8. Analisa efisiensi termal, *heat rate*.

#### **1.4 Tujuan Penelitian**

Dengan mengacu latar belakang dan permasalahan diatas maka tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah :

1. Mengetahui pengaruh variasi beban turbin gas terhadap performa siklus gabungan PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati.
2. Mengetahui berapa efisiensi termal dan *heat rate* performa siklus gabungan yang paling optimal dari pengaruh variasi beban turbin gas.

#### **1.5 Manfaat Penelitian**

Dengan selesainya tugas akhir ini diharapkan dapat menjadikan bahan referensi bagi kita semua sehingga dapat melakukan inovasi pada bidang pembangkitan, sehingga suatu pembangkit dapat dioperasikan pada kondisi yang optimal.

#### **1.6 Metode Penulisan**

Metode penulisan pada tugas akhir analisis pengaruh variasi beban turbin gas terhadap performa siklus gabungan PLTGU Blok 1 PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan adalah sebagai berikut:

1. Studi Literatur  
Studi literatur sebagai bahan persiapan untuk menganalisis sistem. Studi literatur berkaitan dengan analisa siklus gabungan Brayton-Rankine atau karya ilmiah yang berhubungan dengan masalah yang dihadapi.
2. Konsultasi Dengan Dosen Pembimbing dan Mentor  
Dalam penulisan tugas akhir ini perlu mengadakan konsultasi/responsi dengan dosen pembimbing.
3. Observasi Data  
Melakukan observasi data – data melalui media internet dan dari hasil pengamatan langsung di PLTGU blok 1 PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan.

4. Analisa data  
Menghitung performa dengan menggunakan buku – buku pedoman serta menganalisa faktor – faktor yang mempengaruhi.
5. Membuat Kesimpulan  
Setelah menyelesaikan laporan tugas akhir dapat mengambil kesimpulan tentang hasil dari analisa tersebut.

## **1.7 Sistematika Penulisan**

Adapun sistematika penulisan tugas akhir ini terdiri dari 5 bab yaitu sebagai berikut :

### **BAB I PENDAHULUAN**

Pada bab ini berisikan tentang Latar belakang penulisan, Rumusan Masalah, Tujuan penelitian, Batasan Masalah, Manfaat Penelitian, Metode Penulisan dan Sistematika Penulisan.

### **BAB II DASAR TEORI**

Pada Bab ini berisikan tentang teori-teori dan persamaan-persamaan yang berhubungan dengan siklus termodinamika PLTGU, spesifikasi komponen utama PLTGU

### **BAB III METODOLOGI**

Pada bab ini berisikan diagram alir proses penulisan dan perhitungan tugas akhir ini.

### **BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN**

Pada bab ini berisikan perhitungan efisiensi dan *heat rate* PLTGU serta analisa faktor – faktor yang mempengaruhinya.

### **BAB V PENUTUP**

Pada bab ini berisikan kesimpulan dari penyusunan tugas akhir dan saran untuk penelitian selanjutnya.

### **LAMPIRAN**

## **BAB II DASAR TEORI**

### **2.1. Tinjauan Umum PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan**



**Gambar 2.1** PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati

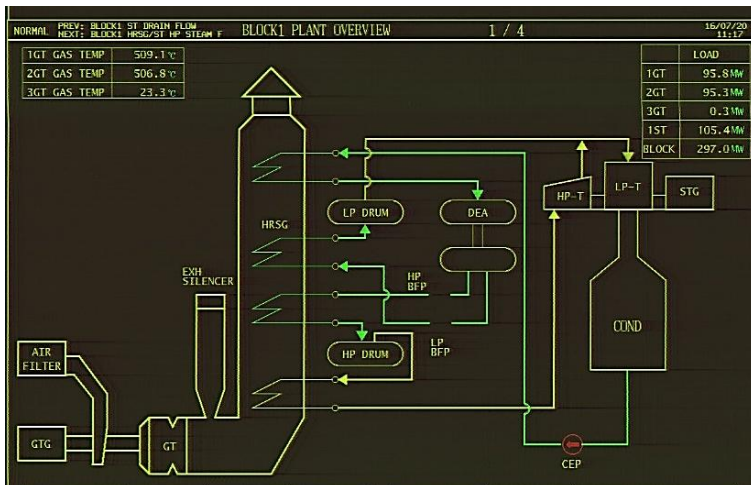
PT. Indonesia Power Unit Pembangkitan dan Jasa Pembangkitan Perak Grati awalnya berkantor di dalam area Pelabuhan Tanjung Perak namun pada tanggal 20 Mei 2000, kantor berpindah menempati lokasi baru di Jalan Raya Surabaya – Probolinggo Km 73 desa Wates kecamatan Lekok Pasuruan. Alasan pemilihan lokasi ini antara lain :

- Penanganan langsung pembangkit yang berkapasitas yang lebih besar
- Lokasi milik sendiri
- Lokasi yang terletak di Perak berstatus sewa dan memiliki biaya sewa yang mahal, sehingga sebagian dikembalikan kepada PT. Pelindo dan sebagian tetap disewa untuk unit PLTU.



Pembangkit Listrik Tenaga Gas-Uap merupakan kombinasi dari siklus Bryton pada aplikasi Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) dan siklus Rankine pada aplikasi Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU), atau yang lebih dikenal dengan siklus gabungan (*Combined Cycle*).

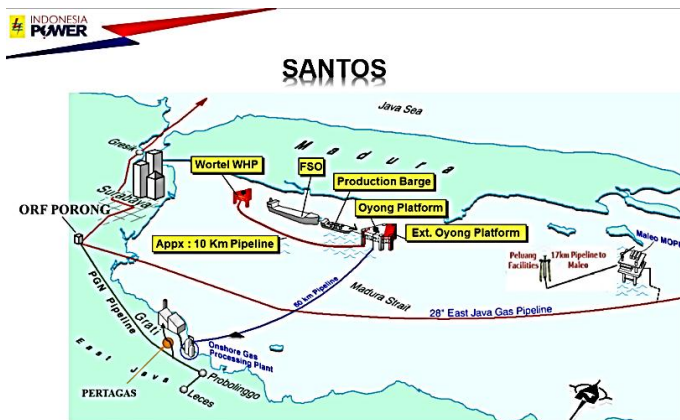
*Combined Cycle Power Plant* adalah sebuah sistem *power station* dimana dua prinsip termodinamika yang berbeda digabungkan menjadi suatu sistem untuk menghasilkan listrik. Daya output yang dimanfaatkan oleh PLTGU berasal dari putaran turbin gas dan turbin uap. Pada PLTGU, gas bekas (*flue gas*) keluaran turbin gas masih cukup panas ( $\pm 500^{\circ}\text{C}$ ) sehingga dimanfaatkan kembali untuk memanaskan air sirkulasi di pipa-pipa bersirip dalam HRSG menjadi uap. Uap bertekanan dan bertemperatur tinggi ini yang akan memutar turbin uap. HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*) merupakan alat yang bertujuan untuk melakukan proses *recovery* sehingga meningkatkan efisiensi siklus dari sistem pembangkit khususnya PLTGU dibandingkan apabila pembangkit bekerja sendiri-sendiri (PLTG / PLTU saja).



**Gambar 2.2** Proses Produksi PLTGU

PLTGU Grati Pasuruan sendiri memiliki 3 blok dimana pada blok 1 dan blok 3 menggunakan siklus *Combined cycle* yang terdiri dari 3 turbin gas (3 x 100 MW), 3 HRSG dan 1 turbin uap (1 x 160 MW). Sedangkan pada blok 2 masih menggunakan siklus *Open Cycle* yang terdiri dari 3 turbin gas saja (3 x 100 MW). Bahan bakar yang digunakan UPJP Perak Grati yaitu :

- Bahan bakar HSD (*High Speed Diesel*) dipasok dengan kapal tanker, HSD hanya digunakan apabila jaringan sangat membutuhkan.
- Bahan bakar Gas (*Natural Gas*) dipasok oleh PT. Santos melalui pipa bawah laut



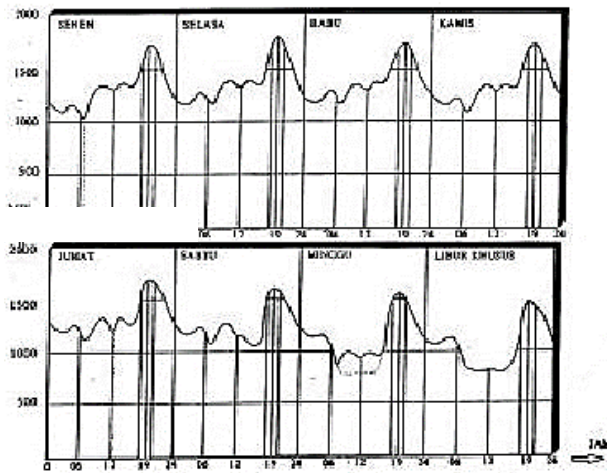
**Gambar 2.3** Pasokan Bahan Bakar

## 2.2. Penelitian Terdahulu

Penelitian terdahulu yaitu analisa pengaruh variasi beban turbin gas terhadap performa siklus gabungan PT. PJB UP Gresik menurut Eka, Pritha (2013) masih belum membahas tentang *heat rate* siklus gabungan, SFC (*Specific fuel Consumption*) serta *work ratio* pada turbin gas. Pada Penelitian tersebut didapatkan efisiensi termal siklus gabungan PLTGU, yaitu beban 50 MW adalah 57,58 %, pada beban 75 MW adalah 56,19 % dan beban 100 MW adalah 46,64 %.

### 2.3. Pengaturan Beban Pembangkit Listrik

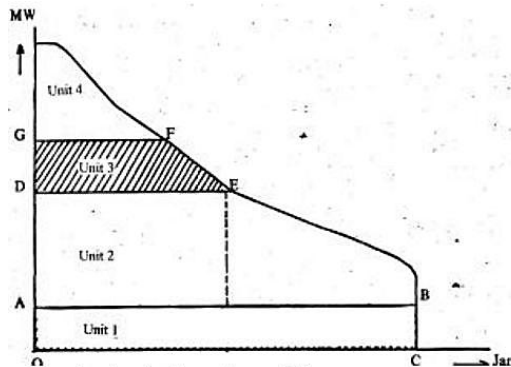
Beban sistem tenaga listrik merupakan pemakaian tenaga listrik dari para pelanggan listrik. Pemakaian tenaga listrik oleh konsumen berubah – ubah setiap waktu, maka pusat – pusat listrik membangkitkan daya sesuai dengan permintaan yang berubah – ubah. Perubahan beban dan perubahan pembangkitan daya ini mengakibatkan saluran transmisi berubah – ubah sepanjang waktu. Apabila daya nyata yang dibangkitkan oleh pusat – pusat listrik lebih kecil daripada daya yang dibutuhkan oleh para pelanggan maka frekuensi sistem akan turun, sedangkan apabila lebih besar maka frekuensi sistem akan naik. Pusat listrik berkewajiban menyediakan tenaga listrik yang frekuensi tidak menyimpang dari 50 Hz.



**Gambar 2.4** Kurva Beban Harian Pemakai Tenaga Listrik <sup>[17]</sup>

Pengaturan pembangkitan pada umumnya didasarkan pada biaya bahan bakar per kilowatt jam yang digunakan oleh mesin pembangkit listrik. Untuk dapat menentukan susunan pengoperasian pembangkit, kurva beban harian diatas diubah menjadi kurva lama beban yang menunjukkan hubungan kemampuan mensuplai daya (watt) dengan lama waktu

kemampuan melayani (tahun) seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.5. Unit – unit pembangkit diurut menurut prioritas mulai dari yang termurah biaya bahan bakarnya yaitu beban dasar pada segmen OABC (unit 1) dan segmen ADEB (unit 2) untuk unit PLTU batubara dan PLTA, beban menengah pada segmen DGFE (unit 3) untuk unit PLTGU, beban puncak pada segmen terakhir (unit 4) untuk unit PLTD, PLTG dan PLTP.



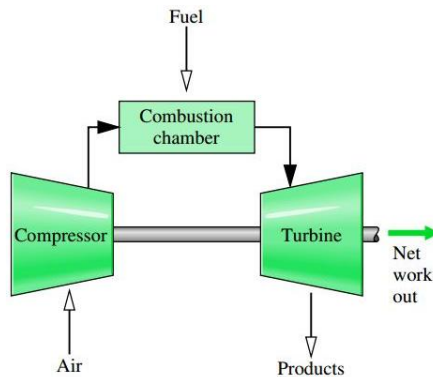
**Gambar 2.5** Kurva Lama Beban <sup>[17]</sup>

Menurut Marsudi, Djiteng (2011) pada buku Pembangkitan Energi Listrik ; pengaturan frekuensi dilakukan dengan mengatur daya aktif yang dibangkitkan oleh generator, maka governor harus mengatur kopel mekanis yang dihasilkan mesin penggerak generator. Pengaturan kopel mekanis dilakukan dengan cara mengatur pemberian flow bahan bakar dalam ruang bakar turbin gas. Karena daya yang dihasilkan turbin uap tergantung kepada banyaknya gas buang yang dihasilkan unit PLTG, yaitu kira – kira menghasilkan 50% daya untuk PLTG, maka dalam mengoperasikan PLTGU ini, pengaturan daya PLTGU dilakukan dengan mengatur daya unit PLTG, sedangkan unit PLTU mengikuti saja, menyesuaikan dengan gas buang yang diterima dari unit PLTG.

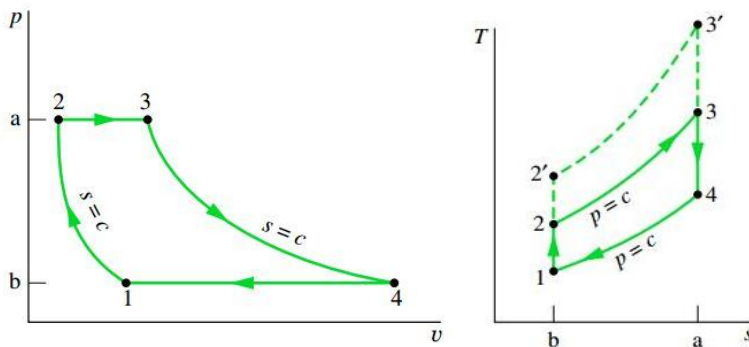
## 2.4. Siklus Termodinamika

### 2.4.1 Siklus Brayton

Siklus ini merupakan siklus termodinamika ideal untuk turbin gas, sehingga saat ini siklus ini yang sangat populer digunakan oleh pembuat mesin turbin atau manufacturer dalam analisa untuk upgrading performance. Siklus Brayton ini terdiri dari proses kompresi isentropik yang diakhiri dengan proses pelepasan panas pada tekanan konstan. Pada siklus Brayton tiap-tiap keadaan proses dapat dianalisa secara berikut:



**Gambar 2.6** Simple Open Cycle Gas Turbine <sup>[13]</sup> hal 389



**Gambar 2.7** Siklus Brayton <sup>[13]</sup> hal 391

- Proses 1 → 2, Kompresi Isentropik.

Udara atmosfer masuk ke dalam sistem turbin gas melalui sisi inlet kompresor. Oleh kompresor, udara dikompresikan sampai tekanan tertentu diikuti dengan volume ruang yang menyempit. Proses ini tidak diikuti dengan perubahan entropi, sehingga disebut proses isentropik. Proses ini ditunjukkan dengan angka 1-2 pada kurva di atas.

Karena proses (1-2) merupakan proses isentropik, maka :

$$\frac{P_1^{k-1}}{T_1^k} = \frac{P_2^{1-k}}{T_2^k}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad [12]$$

Kerja yang dibutuhkan kompresor dalam hal ini adalah sebagai berikut :

$$\dot{W}_{kompresor} = \dot{m}_{udara}(h_2 - h_1) \quad [7]$$

- Proses 2 → 3, Penambahan Kalor secara Isobarik

Pada tahap 2-3, udara terkompresi masuk ke ruang bakar. Bahan bakar diinjeksikan ke dalam ruang bakar, dan diikuti dengan proses pembakaran bahan bakar tersebut. Energi panas hasil pembakaran diserap oleh udara ( $Q_{in}$ ), meningkatkan temperatur udara, dan menambah volume udara. Proses ini tidak mengalami kenaikan tekanan udara, karena udara hasil proses pembakaran bebas berekspansi ke sisi turbin. Karena tekanan yang konstan inilah maka proses ini disebut isobarik. Suatu bentuk sederhana dari persamaan tingkat keadaan gas ideal diperoleh apabila  $C_p$  konstan,

dalam hal ini juga diketahui bahwa  $C_v$  juga konstan, maka diperoleh persamaan tingkat keadaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} P_v &= RT \\ u_2 &= C_v \times T_2 \\ h_2 &= C_p \times T_2 \end{aligned} \quad [12]$$

Dengan mengasumsikan tidak ada *loss* pada perpindahan kalor dalam artian kalor terserap penuh dan pada *gas turbine* tidak ada energi yang dibangkitkan. Kestimbangan massa dan energi pada kondisi *steady state* tunak volume atur sebagai berikut :

$$0 = \cancel{Q_{cv}} + \dot{W} + \dot{m} \left[ h_{in} - h_{out} + \frac{(v_{in}^2 - v_{out}^2)}{2} \right] + \cancel{[g(Z_{in} - Z_{out})]}$$

Dengan  $Q_{cv}$  merupakan masukan  $Q$  yang terdapat pada pembakaran yang dihasilkan oleh bahan bakar.  $Q_{in}$  yang dihasilkan bahan bakar didapat dari persamaan :

$$\dot{m}_{\text{bahan bakar}} = \frac{Q_{in}}{\frac{LHV_{\text{bahan bakar}}}{\rho_{bb}}} \quad [7]$$

Jadi, dari persamaan di atas dapat diperoleh:

$$Q_{in} = \frac{LHV_{\text{bahan bakar}}}{\rho_{bb}} \times \dot{m}_{bb}$$

- Proses 3 → 4, Ekspansi Isentropik.

Udara bertekanan yang telah menyerap panas hasil pembakaran, berekspansi melewati turbin. Sudu-sudu turbin yang merupakan nozzle-nozzle kecil berfungsi untuk mengkonversikan energi panas udara menjadi energi kinetik. Sebagian energi tersebut dikonversikan turbin untuk memutar kompresor. Pada sistem pembangkit listrik turbin gas, sebagian energi lagi dikonversikan turbin untuk

memutar generator listrik. Sedangkan pada mesin turbojet, sebagian energi panas dikonversikan menjadi daya dorong pesawat oleh sebetuk nozzle besar pada ujung keluaran turbin gas.

$$\frac{P_3^{k-1}}{T_3^k} = \frac{P_4^{k-1}}{T_4^k}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad [2]$$

Kerja yang dibutuhkan turbin dalam hal ini adalah sebagai berikut :

$$\dot{W}_{turbin} = (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bahan\ bakar})(h_3 - h_4) \quad [7]$$

- Proses 4→1, Pelepasan Kalor secara Isobarik.

Tahap selanjutnya adalah pelepasan kalor secara isobarik. Pada siklus Brayton ideal, udara yang keluar dari turbin ini masih menyisakan sejumlah energi panas.

$$P_v = RT$$

$$u_4 = C_v \times T_4$$

$$h_4 = C_p \times T_4 \quad [12]$$

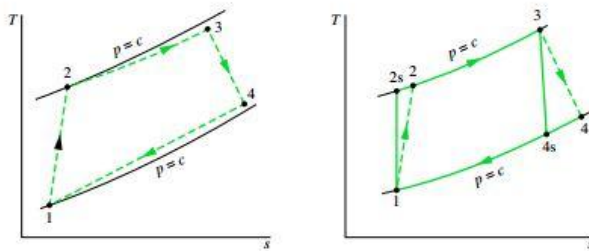
Efisiensi termal dari siklus brayton adalah

$$\eta = \frac{\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}}}{\frac{Q_{in}}{\dot{m}}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} \quad [12]$$



### 2.4.1.1 Ireversibilitas dan Rugi Utama Siklus Bryton

Gesekan di dalam kompresor dan turbin gas menyebabkan fluida kerja akan mengalami kenaikan entropi spesifik ketika melewati komponen – komponen tersebut. Karena gesekan, akan terjadi pula penurunan tekanan ketika fluida kerja melewati alat penukar kalor. Walaupun demikian penurunan tekanan karena gesekan merupakan sumber ireversibilitas yang tidak terlalu signifikan, maka untuk penyederhanaan digambarkan dalam T-s diagram



**Gambar 2.8** Efek Ireversibilitas Turbin Gas Standar Udara <sup>[13]</sup> hal 397

Efisiensi turbin dan kompresor pada kondisi isentropik adalah sebagai berikut :

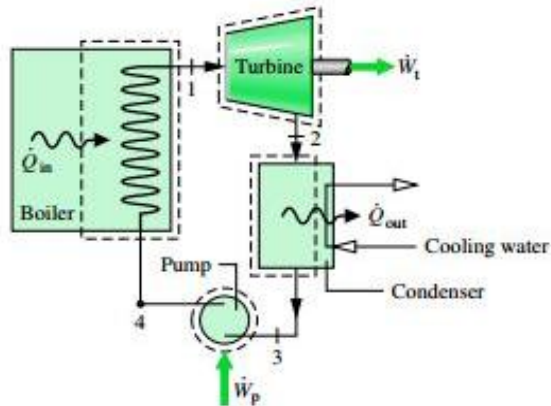
$$\eta_T = \frac{\left(\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}}\right)}{\left(\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}}\right)_s} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad [12]$$

$$\eta_c = \frac{\left(\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}}\right)}{\left(\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}}\right)_s} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad [12]$$

### 2.4.2 Siklus Rankine

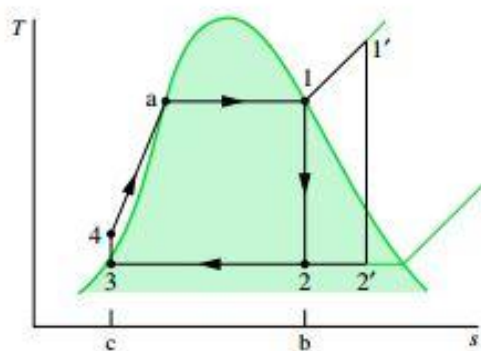
Siklus Rankine yang aktual terjadi pada pembangkit listrik yang menggunakan uap cukup rumit sehingga perlu diadakan idealisasi sehingga mampu dianalisis dengan menggunakan pendekatan termodinamika. Beberapa idealisasi tersebut adalah sebagai berikut :

- Perpindahan kalor yang tidak dapat dihindari antara komponen pembangkit dan sekelilingnya diabaikan.
- Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
- Setiap komponen beroperasi dalam kondisi tunak.



**Gambar 2.9** Rankine Cycle Steam Turbine <sup>[13]</sup> hal 327

Siklus Rankine ideal digambarkan dalam diagram T- s sebagai berikut :



**Gambar 2.10** T- s Diagram Ideal Rankine Cycle <sup>[12]</sup> hal 330

Pada gambar 2.10, fluida kerja melewati urutan proses yang reversible secara internal, yaitu :

- Proses 1→2, Proses Ekspansi Isentropik.

Uap dari boiler masuk pada temperatur dan tekanan yang sudah dinaikkan, berekspansi melalui turbin untuk menghasilkan kerja dan kemudian dibuang ke kondenser dengan tekanan yang relatif rendah. Dengan mengabaikan perpindahan kalor dengan sekelilingnya, kesetimbangan laju energi dan massa untuk volume atur di sekitar turbin pada kondisi tunak adalah :

$$0 = \cancel{Q_{cv}} + \dot{W} + \dot{m} \left[ h_1 - h_2 + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} \right] + [\cancel{g(Z_1 - Z_2)}]$$

$$\dot{W}_{turbin} = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad [12]$$

- Proses 2→3, Proses Kondensasi.

Uap basah memasuki kondenser dimana uap diembunkan dalam tekanan dan temperatur tetap hingga menjadi cairan jenuh. Dalam kondenser terjadi perpindahan kalor dari uap ke air pendingin yang mengalir dalam aliran terpisah. Pada kondisi tunak, kesetimbangan laju aliran massa dan energi untuk volume atur yang melingkupi bagian kondensasi dan penukar kalor adalah :

$$\begin{aligned} \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} &= h_2 - h_3 \\ \dot{Q}_{out} &= \dot{m} (h_2 - h_3) \end{aligned} \quad [12]$$

- Proses 3→4, Proses Kompresi Isentopis.

Kondensat cair yang meninggalkan kondenser di kondisi 1 dinaikkan tekanannya hingga ke tekanan boiler. Dengan menggunakan volume atur di sekitar pompa dan mengasumsikan tidak ada perpindahan kalor maka kesetimbangan laju massa dan energi adalah :

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = h_4 - h_3 = v (P_4 - P_3)$$

$$\dot{W}_p = \dot{m} (h_4 - h_3) = \dot{m} V (h_4 - h_3) \quad [12]$$

- Proses 4→1, Proses Pemasukan Kalor.

Fluida cair bertekanan tinggi masuk ke boiler dimana fluida dipanaskan hingga menjadi uap pada tekanan konstan menjadi uap jenuh. Dengan menggunakan volume atur yang melingkupi sekeliling boiler dan drum yang mengalirkan air pengisi boiler dari kondisi 2 ke 3 maka kesetimbangan laju massa dan energi adalah :

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$

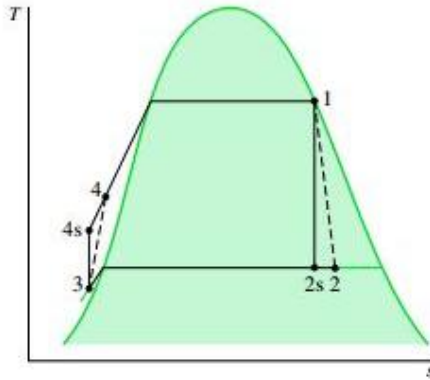
$$\dot{Q}_{in} = \dot{m} (h_1 - h_4) \quad [12]$$

Efisiensi termal dari siklus Rankine adalah

$$\eta = \frac{\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}}}{\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} \quad [12]$$

#### 2.4.2.1 Ireversibilitas dan Rugi Utama Siklus Rankine

Ireversibilitas siklus Rankine terjadi pada turbin dan pompa. Pada turbin, fluida kerja mengalami rugi – rugi pada proses ekspansi. Perpindahan kalor dari turbin ke sekitarnya merupakan salah satu bentuk kerugian namun dapat diabaikan.



**Gambar 2.11** Efek Ireversibilitas Siklus Rankine <sup>[13]</sup> hal 336

Pada gambar 2.11, ekspansi adiabatik yang aktual pada turbin selalu disertai dengan kenaikan entropi. Kerja yang dihasilkan per unit massa dalam proses ini lebih kecil dibandingkan dengan proses 1- 2<sub>s</sub>. Efisiensi isentropik turbin dinyatakan dalam persamaan berikut ini :

$$\eta_T = \frac{\left(\frac{W_t}{\dot{m}}\right)}{\left(\frac{W_t}{\dot{m}}\right)_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad [12]$$

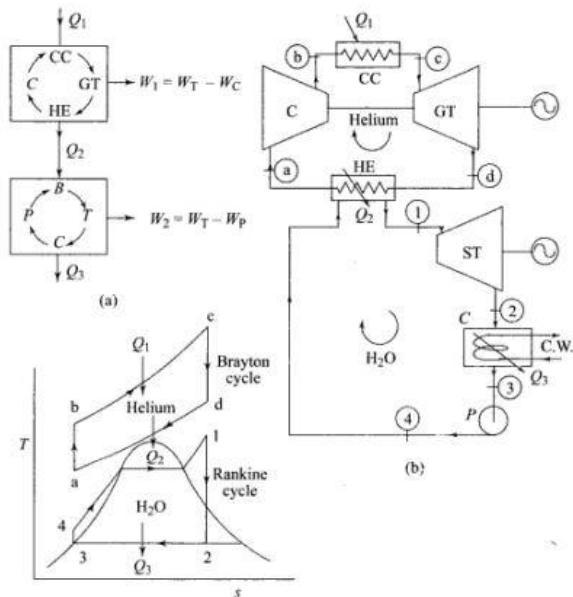
Masukan kerja pompa yang diperlukan untuk mengatasi gesekan juga mengurangi kerja netto dari pembangkit. Entropi yang dihasilkan juga naik dibandingkan dengan proses 3 - 4<sub>s</sub>. Efisiensi isentropik pompa adalah :

$$\eta_c = \frac{\left(\frac{W_p}{\dot{m}}\right)}{\left(\frac{W_p}{\dot{m}}\right)_s} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \quad [12]$$

### 2.4.3 Siklus Gabungan

Siklus tenaga gabungan terdiri dari dua buah siklus, yaitu Siklus Brayton dan Siklus Rankine. Aliran yang meninggalkan turbin didalam sebuah turbin gas masih bertemperatur sangat tinggi. Salah satu cara untuk memanfaatkan potensi dari aliran gas bertemperatur tinggi ini adalah dengan cara menggunakan regenerator untuk memanaskan air pada siklus uap (siklus Rankine). Cara ini dapat meningkatkan efisiensi termal suatu pembangkit listrik.

Siklus Gabungan memiliki nilai rata – rata yang tinggi melalui penambahan kalor didalam turbin gas dan nilai temperatur rata – rata yang rendah melalui pelepasan kalor di dalam siklus uap sehingga dengan demikian nilai efisiensi termal siklus gabungan lebih tinggi dibandingkan dengan yang dihasilkan oleh siklus gas dan uap jika bekerja sendiri – sendiri.



**Gambar 2.12** Combined Cycle <sup>[15]</sup> hal 112

Berdasarkan blok diagram dan T- s diagram diatas maka efisiensi termal dari siklus gabungan adalah :

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{W}_{gt} + \dot{W}_{st}}{Q_{in}} = \frac{\dot{W}_{nett}}{Q_{in}} \quad [3]$$

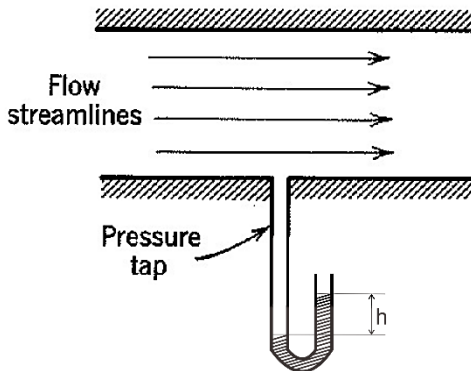
$$\dot{W}_{nett} = \frac{(\dot{W}_{TG} - \dot{W}_C) - (\dot{W}_{TU} - \dot{W}_P)}{Q_{in}} \quad [12]$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{fuel} \cdot LHV_{fuel} \quad [23]$$

## 2.5. Tekanan Statis dan Stagnasi

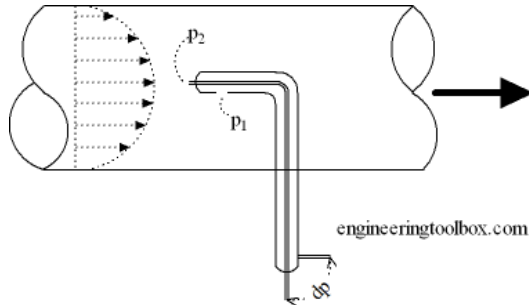
Tegangan normal pada setiap bidang yang melalui unsur fluida yang diam mempunyai nilai unik yang disebut tekanan fluida. Tekanan fluida dipancarkan dengan kekuatan yang sama ke semua arah dan bekerja tegak lurus pada suatu bidang. Tekanan fluida dalam saluran tersebut dapat diklasifikasikan menjadi tekanan statis ( $P_s$ ) dan tekanan stagnasi ( $P_o$ ).

Tekanan statis adalah tekanan yang diukur oleh alat ukur yang bergerak bersama aliran dengan kecepatan yang sama. Cara pengukuran tekanan statis dapat menggunakan *pressure tap* seperti pada gambar 2.13 dibawah ini :



**Gambar 2.13** Pengukuran Tekanan Statis <sup>[4]</sup>

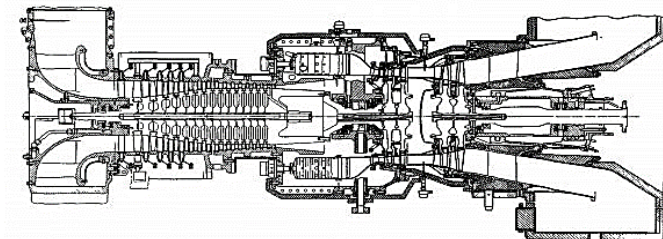
Tekanan stagnasi adalah tekanan fluida yang diukur pada aliran udara fluida yang diperlambat sampai 0,  $v = 0$  dengan kondisi aliran tanpa gesekan. Pengukuran tekanan stagnasi pada tabung pitot diukur oleh lubang kecil di mulut tabung yang akan tepat tegak lurus terhadap garis arus dari aliran seperti pada gambar 2.14 dibawah ini :



**Gambar 2.14** Pengukuran Tekanan Stagnasi <sup>[4]</sup>

## 2.6. Instalasi Turbin Gas

Turbin gas adalah mesin penggerak mula dimana fluida kerjanya adalah campuran udara dan bahan bakar berupa *flue gas* yang dihasilkan dari ruang bakar. Prinsip dasar pengoperasian turbin ini adalah merubah energi kinetik yang berupa kecepatan aliran udara panas menjadi energi mekanis yang berupa putaran turbin sehingga menghasilkan daya.



**Gambar 2.15** Turbin Gas Industri <sup>[3]</sup> hal 18

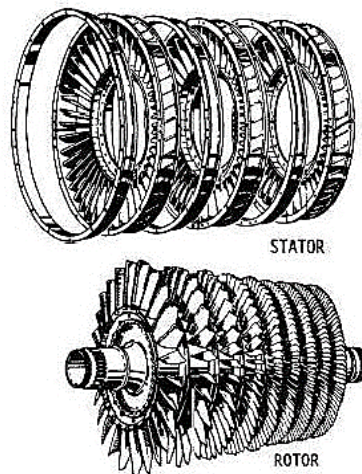


### 2.6.1 Konstruksi Turbin Gas

#### a. Kompresor

Kompresor berfungsi untuk menghisap udara dari atmosfer dan memampatkannya. Udara bertekanan juga berfungsi untuk pendinginan temperatur pada turbin gas. Kompresor yang biasanya dipakai pada turbin gas adalah *axial compressor* dan *centrifugal compresor*.

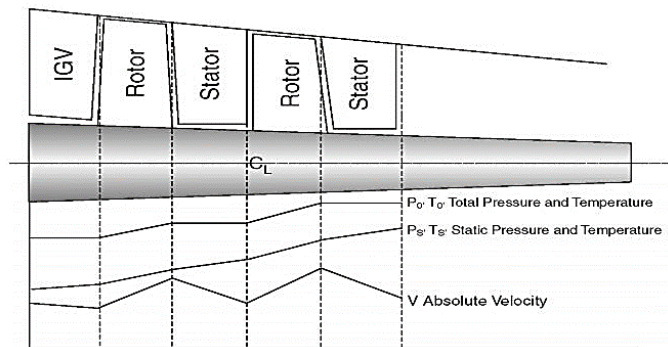
Pada *axial compressor*, bentuk dari sudu – sudu rotor mendekati bentuk dari *airfoils*. Kompresor ini menyedot udara kemudian mendorong udara ini ke sudu tetap. Pada sudu tetap ini, bentuknya menyerupai bentuk dari difusor yang berfungsi memperbesar tekanan dan menurunkan kecepatan dari udara.



**Gambar 2.16** Rotor dan Stator pada *Axial Compressor* <sup>[5]</sup>

Sebuah kompresor aksial terdiri dari beberapa tingkat (*stage*). Kombinasi antara sebuah rotor dan sebuah stator merupakan satu tingkat kompresor aksial. Sebelum memasuki rotor pada tingkat pertama, aliran fluida melalui *Inlet Guide Vane* (IGV) yang berfungsi untuk

mengarahkan aliran fluida pada sudut tertentu. Begitu juga, ketika fluida meninggalkan stator pada tingkat terakhir terdapat *Exit Guide Vane* (EGV) yang berfungsi untuk mengontrol kecepatan fluida ketika masuk ruang bakar. Pada saat udara melalui beberapa stage kompresor maka udara akan mengalami perubahan tekanan, perubahan temperatur, entalpi dan perubahan kecepatan. Pada gambar 2.15 dibawah ini ditunjukkan skema sebuah kompresor axial beserta variasi tekanan, temperatur dan kecepatannya.

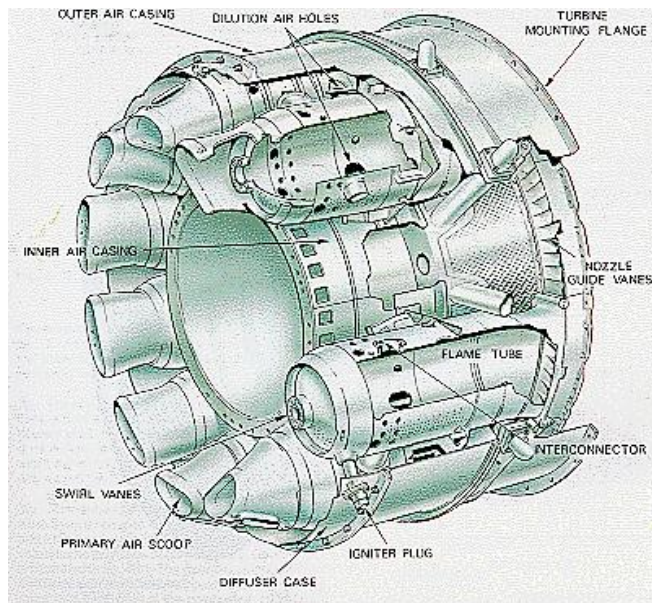


**Gambar 2.17** Variasi Temperatur, Kecepatan, dan Tekanan pada Kompresor Aksial [19]

Pada *centrifugal compressor*, udara masuk melalui pusat/tengah dari sudu putar impeller. Putaran dari sudu gerak impeller ini menimbulkan gaya sentrifugal. Akibat gaya sentrifugal ini, udara dibawa stationary diffuser dengan kecepatan yang sangat tinggi. Fungsi dari stationary diffuser ini sama dengan axial compressor, yaitu memperbesar tekanan.

### b. Ruang Bakar (Combuster)

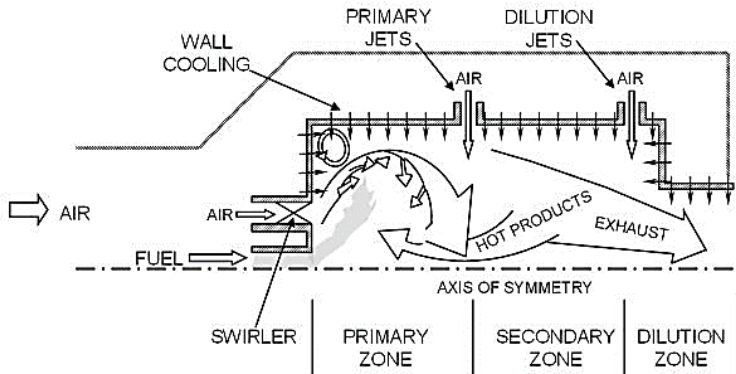
Udara yang telah dimampatkan dari kompresor kemudian dialirkan menuju ruang bakar. Didalam ruang bakar terdapat beberapa komponen yang berfungsi untuk menyalakan api pembakaran (*nozzle* dan *ignition*). 3 jenis ruang bakar yang biasa dipakai adalah tipe tubular, tubo annular, dan annular. Dari ketiga tipe ini meskipun desainnya berbeda, namun secara umum terbagi menjadi 3 zona, yaitu : *recirculation zone*, *burning zone* dan *dillution zone*.



**Gambar 2.18** Combuster tipe Can – Annular <sup>[19]</sup>

Pada *primary zone*, tidak semua bahan bakar terbakar. Bahan bakar sebagian menguap dan sebagian terbakar. Sisa bahan bakar yang tidak terbakar dan dibakar seluruhnya pada *secondary zone*. *Dillution zone* berfungsi

sebagai tempat transfer panas antara udara dan gas hasil pembakaran. Jika ada bahan bakar yang belum sepenuhnya terbakar, maka pada zona ini akan ditambahkan udara dingin untuk membantu proses pembakaran.



**Gambar 2.19** Zona Ruang Bakar [21]

### c. Turbin

Proses ekspansi gas pembakaran pada turbin gas terjadi pada turbin. Karena terjadi perubahan energi kinetik, gas pembakaran menjadi energi mekanik pada poros turbin. Energi ini akan menggerakkan kompresor dan peralatan lainnya. Aliran gas turbin dirancang aliran aksial. Bagian dari turbin yang penting adalah stator dan rotor. Stator adalah sudu tetap pada rumah turbin dan berfungsi sebagai nozzle pengarah gas pembakaran berkecepatan tinggi ke sudu penggerak. Sedangkan rotor terdiri dari sudu bergerak yang terpasang pada poros turbin.

Menurut Cohen (1996) dalam buku *Gas Turbine Theory* ; Temperatur masuk turbin (TIT) bagaimanapun dibatasi oleh pertimbangan metalurgi dan banyak mesin modern menggunakan sudu berpendingin udara untuk memungkinkan operasi suhu tinggi. Pada suhu 1350 –

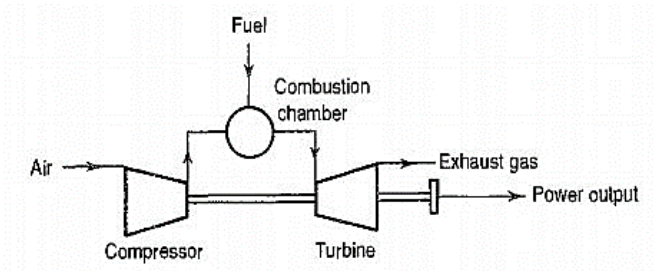
1400 K dan laju aliran massa tetap dimungkinkan suhu turbin tidak didinginkan. Namun, pada suhu yang lebih tinggi perlu mengekstraksi udara untuk mendinginkan stator dan rotor. Pengekstrakan yang diperlukan bisa mencapai 15% atau lebih dari total aliran udara yang dihisap kompresor. Di pendinginan stator berkisar 6 persen, suhu kontak stator dapat dikurangi 100 K.

Sistem turbin gas dapat diklasifikasikan menjadi beberapa jenis antara lain :

### 2.6.2 Klasifikasi Sistem Turbin Gas Berdasarkan Siklusnya

#### a. Siklus Terbuka (Open Cycle)

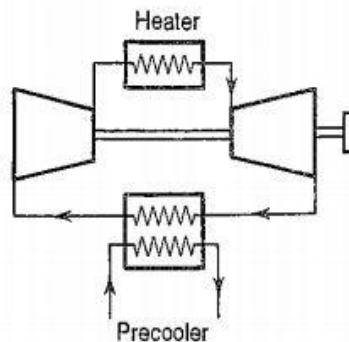
Pada sistem turbin gas siklus terbuka dimana fluida kerja (udara) dikompresikan dari udara bebas, kemudian mengalami proses pembakaran di ruang bakar, berekspansi di turbin dan akhirnya keluar lagi ke udara bebas walaupun terbentuk gas sisa pembakaran atau dengan kata lain sistem ini terbuka terhadap udara bebas. gambar berikut adalah skema siklus terbuka.



**Gambar 2.20** *Open Cycle Gas Turbine* <sup>[3]</sup> hal 2

### b. Siklus Tertutup (*Closed Cycle*)

Sistem kerja turbin gas dengan siklus tertutup prosesnya hampir sama dengan siklus terbuka. Namun gas bekas yang keluar dari turbin dimasukkan kembali ke kompresor untuk di kompresikan kembali, tetapi sebelum mendekati kompresor gas bekas tersebut mengalami pendinginan hingga temperatur awal memasuki kompresor pada sebuah alat penukar kalor (APK).

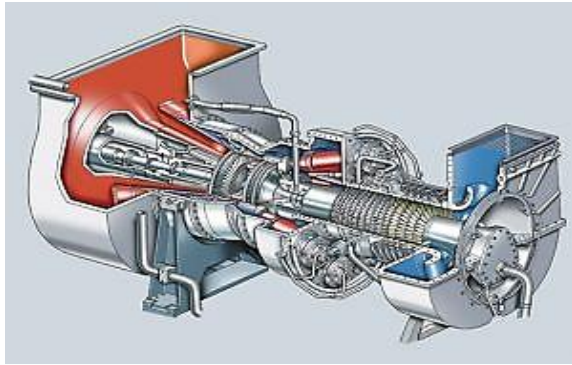


**Gambar 2.21** *Close Cycle Gas Turbine* <sup>[3]</sup> hal 4

## 2.6.3 Klasifikasi Sistem Turbin Gas Berdasarkan Konstruksinya

### a. Turbin Gas Berporos Tunggal ( *Single Shaft* )

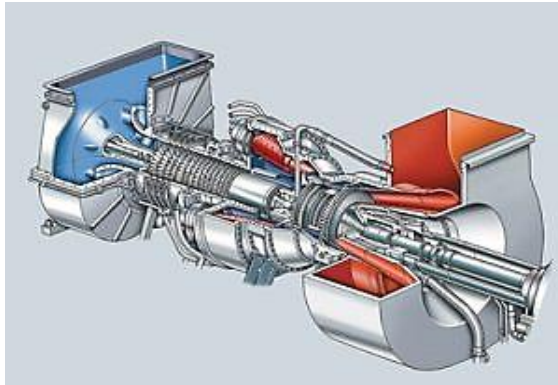
Turbin gas ini hanya memiliki satu poros saja, tetapi pada poros tersebut terdiri dari beberapa komponen utama turbin gas, seperti sudu turbin dan sudu kompresor.



**Gambar 2.22** *Single Shaft Turbine* <sup>[9]</sup>

**b. Turbin Gas Berporos Ganda ( *Twin Shaft* )**

Turbin jenis ini merupakan turbin gas yang terdiri dari turbin bertekanan tinggi dan turbin bertekanan rendah, dimana turbin gas ini digunakan untuk menggerakkan beban yang berubah seperti kompresor pada unit. Turbin gas ini menggunakan poros ganda atau lebih dan biasanya digunakan untuk beban torsi yang tinggi ataupun bervariasi.



**Gambar 2.23** *Twin Shaft Turbine* <sup>[9]</sup>

## 2.6.4 Spesifikasi Turbin Gas

4 Stages Turbine    Combustion Chamber    19 Stages Compressor



**Gambar 2.24** Turbin Gas saat Overhaul

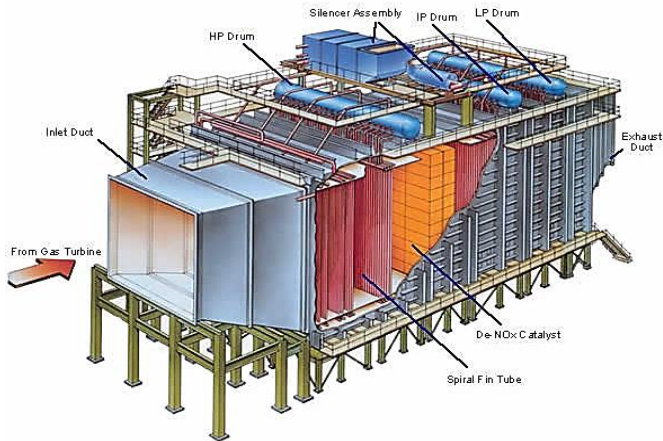
Turbin gas yang digunakan di PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan adalah sebagai berikut:

Tipe	: MW 701 D, Single Shaft
Dibuat	: November 1993, Mitsubishi Heavy Industries. Japan
Kompresor	: Axial flow, 19 stages
Ruang bakar	: Cannular type, 18 Combuster basket
Turbin	: Turbin reaksi, 4 stages
Bahan bakar	: Oil (HSD) dan Gas
Rated Shaft Speed	: 3000 rpm
Direction of rotation	: Clockwise viewed from output coupling (viewed from generator end)
Gas Turbine Rotor	: Approx. 55.4 tons



## 2.7. Instalasi HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*)

*Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) adalah suatu komponen antara turbin gas dan turbin uap pada sistem *combined cycle power plant*. HRSG berfungsi sebagai alat yang memanfaatkan energi panas gas buang ( $\pm 500^{\circ}\text{C}$ ) dari gas turbin untuk memanaskan air pada tube – tube yang berada di dalam HRSG, sehingga air berubah menjadi uap panas lanjut untuk memutar turbin uap. Sistem HRSG sendiri ditinjau dari tekanan kerjanya terdiri dari 3 yaitu satu tekanan (*single pressure*), dua tekanan (*dual pressure*) dan tekanan bertingkat (*multipressure*).



**Gambar 2.25** HRSG dengan aliran gas mendatar <sup>[18]</sup>

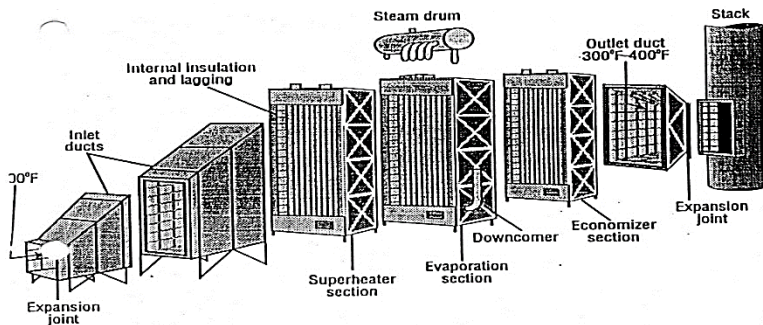
Pada HRSG tipe *Single Pressure System* yang paling sederhana terdiri dari *economizer*, *evaporator*, dan *superheater*. Pada *two pressure system*, HRSG terdiri dari *preheater*, *LP economizer*, *HP economizer*, *LP evaporator*, *HP evaporator*, dan *HP Superheater*. Sedangkan pada *multipressure*, HRSG jenis ini mempunyai tiga tingkat tekanan yaitu tekanan tinggi (HP), tekanan menengah (IP), dan tekanan rendah (LP).

Dengan tiga tingkat tekanan, efisiensi termal siklus kombinasi akan lebih baik karena celah diantara tekanan tinggi dan rendah masih dimanfaatkan untuk menghasilkan uap tekanan menengah.

Sedangkan HRSG ditinjau dari sistem sirkulasi airnya dibedakan menjadi 2 yaitu HRSG sirkulasi alam (*Natural Circulation*) dan HRSG sirkulasi paksa (*Forced Circulation*).

#### a. HRSG Sirkulasi Alam (*Natural Circulation*)

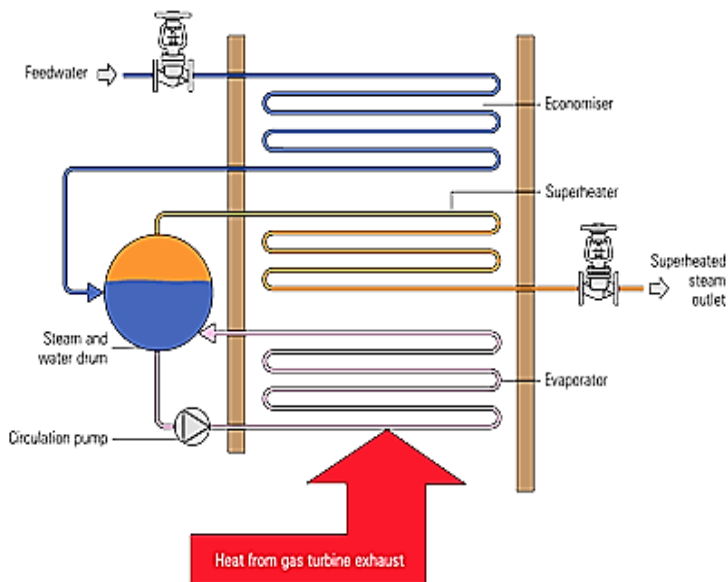
HRSG dengan sirkulasi alam memiliki pipa – pipa pemanas yang disusun secara vertikal berjajar sepanjang HRSG. Arah aliran gas buang dari turbin gas mendatar, memotong pipa – pipa pemanas secara tegak lurus. Selanjutnya gas buang keluar melalui cerobong yang dipasang pada ujung HRSG. Susunan – susunan pipa – pipa didalam HRSG sirkulasi alami dibuat vertikal dengan ketinggian yang relatif rendah. *Inlet duct* HRSG disambungkan dengan exhaust turbin gas dengan menggunakan *expansion joint*. Ketika mendapatkan pemanasan, sirkulasi air alami terjadi dari drum ke evaporator dan kembali ke drum.



**Gambar 2.26** HRSG sirkulasi alami (aliran gas mendatar) <sup>[18]</sup>

**b. HRSG Sirkulasi Paksa (*Forced Circulation*)**

Konstruksi pipa – pipa pemanas pada HRSG dengan sirkulasi paksa dipasang dengan posisi mendatar disusun dari bawah keatas. Gas panas dari turbin gas masuk dari sisi bawah keatas memotong pipa – pipa pemanas dan selanjutnya keluar melalui cerobong yang berada diatas HRSG. Air pengisi masuk ke dalam drum melewati ekonomiser. Selanjutnya air disirkulasikan dari drum ke pipa – pipa penguap (evaporator) dan kembali ke drum dengan menggunakan pompa sirkulasi (*circulation pump*). Proses perpindahan panas dari gas panas ke air terjadi didalam pipa – pipa penguap sehingga sebagian air berubah menjadi uap. Uap yang terbentuk bersama – sama dengan air masuk kembali ke drum. Didalam drum, uap dipisahkan dari air, dan uap selanjutnya mengalir ke superheater atau langsung ke turbin uap, sedangkan air bercampur kembali dengan air yang ada didalam drum.



**Gambar 2.27** HRSG sirkulasi paksa (aliran gas vertikal) <sup>[18]</sup>

Bagian-bagian pada *Heat Recovery Steam Generator* Dual pressure PLTGU PT. Indonesia Power:

- *Steam Drum*, berfungsi sebagai reservoir untuk menyimpan *feedwater* yang keluar dari *economizer*. *Feedwater* yang masuk ke dalam drum kemudian disirkulasikan kembali untuk proses penguapan dalam *evaporator*. Selain sebagai reservoir, *steam drum* juga berfungsi memisahkan uap jenuh dan air jenuh setelah proses penguapan yang terjadi dalam *evaporator* yang didasarkan atas perbedaan berat jenis.
- *Preheater*, berfungsi sebagai pemanas awal air sebelum masuk ke *deaerator*. Temperatur yang tinggi akan memudahkan pelepasan gas-gas yang tidak terkondensasi dalam *deaerator*.
- *Economizer*, berfungsi untuk menaikkan temperatur *feedwater* yang keluar dari *boiler feed pump* sampai mendekati temperatur jenuhnya yang sesuai dengan tekanan uap.
- *Evaporator*, berfungsi untuk mengubah fase cair jenuh yang keluar dari *economizer* menjadi uap jenuh pada temperatur dan tekanan konstan.
- *Superheater*, berfungsi untuk menaikkan temperatur uap jenuh yang berasal dari evaporator pada temperatur yang lebih tinggi dari temperatur jenuhnya dengan tekanan konstan. Pemanasan lanjut atau superheater ini bertujuan menghasilkan uap yang benar-benar kering untuk memutar turbin uap (*High Pressure Turbine*). PLTGU PT. Indonesia Power menggunakan dua pemanas lanjut, yaitu *primary superheater* dan *secondary superheater*
- *Exhaust Damper*, berfungsi sebagai pengarah aliran gas buang (*flue gas*) dari turbin gas. Ketika *open cycle* maka gas buang akan terbuang melalui *bypass stack* sedangkan untuk *combined cycle*, gas buang akan diarahkan masuk ke HRSG dengan menutup jalur ke arah *bypass stack*.

### 2.7.1 Spesifikasi HRSG



**Gambar 2.28** *Heat Recovery Steam Generator*

HRSG yang digunakan di PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan adalah sebagai berikut:

Tipe	: Vertikal, Horizontal Exchange Tube with Helical Plate Made of Steel, Dual Pressure
Dibuat	: Cockerill Mechanical Industries (CMI) Belgium
Evaporator	: HP = 181,8 T/h : LP = 48.5 T/h
Steam Temperature	: HP = 507°C ; LP = Saturation
Steam Pressure	: HP = 77 kg/cm <sup>2</sup> ; LP = 5.5 kg/cm <sup>2</sup>
Gas Quantity	: 1500 T/h
Gas Temperature	: Inlet = 531°C ; Outlet = 104°C

## **2.8 Instalasi Turbin Uap**

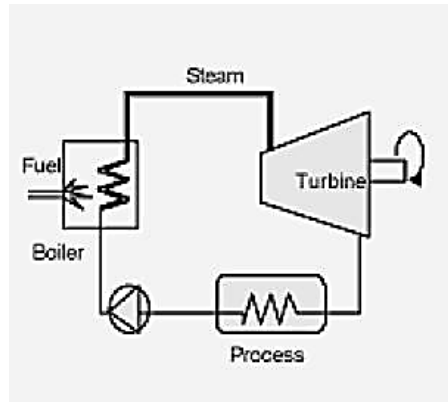
Turbin uap adalah mesin tenaga yang berfungsi untuk mengubah energi thermal (energi panas yang terkandung dalam uap) menjadi energi poros (putaran). Sebelum energi thermal (enthalpi) diubah menjadi energi poros, energi tersebut diubah menjadi energi kinetik. Alat untuk mengubah menjadi energi kinetik tersebut adalah nozzle. Uap dengan tekanan dan temperatur tinggi diarahkan menggunakan nozzle untuk mendorong sudu – sudu turbin yang dipasang pada poros sehingga poros turbin berputar. Pada waktu uap melewati celah antar sudu – sudu gerak, uap mengalami perubahan momentum sehingga menurut hukum Newton II dibangkitkan menjadi gaya yang bekerja pada uap. Dari hukum Newton III, sudu menerima gaya yang besarnya sama dengan gaya tersebut, tetapi arahnya berlawanan. Akibat melakukan kerja di turbin, tekanan dan temperatur uap yang keluar turbin menjadi turun sehingga menjadi uap basah. Uap ini kemudian dialirkan ke kondensor, sedangkan tenaga putar poros yang dihasilkan digunakan untuk memutar generator.

Sistem turbin uap dapat diklasifikasikan menjadi beberapa jenis antara lain :

### **2.8.1 Klasifikasi Sistem Turbin Uap dari Segi Tekanan Akhir Uap**

#### **a. Turbin Tekanan Lawan (*Back Pressure Turbine*)**

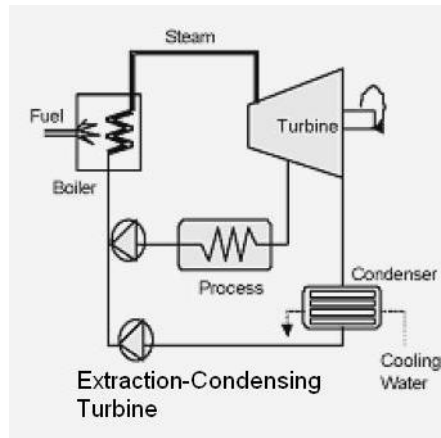
Turbin tekanan lawan (*Back pressure turbine*) adalah turbin yang tekanan akhirnya diatas tekanan atmosfer karena uap keluaran akhir dari turbin tersebut tidak terkondensasikan.



**Gambar 2.29** *Back Pressure Turbine* <sup>[20]</sup>

**b. Turbin Kondensasi (*Condensation Turbine*)**

Turbin kondensasi adalah turbin yang mana uap keluaran sudu terakhirnya dikondensasikan, tekanan akhir dari turbin kondensasi ini dibuat cakup, sehingga temperatur kondensasinya sedikit diatas temperatur air pendingin yang tersedia



**Gambar 2.30** *Condensation Turbine* <sup>[20]</sup>

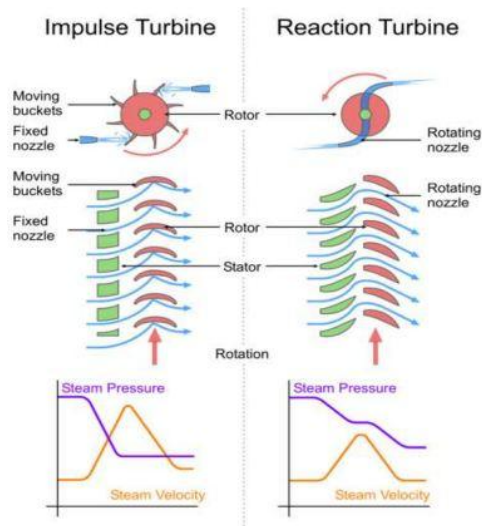
## 2.8.2 Klasifikasi Sistem Turbin Uap dari Segi Tekanan Uap

### a. Turbin Impuls

Turbin ini merubah arah dari aliran fluida berkecepatan tinggi menghasilkan putaran impuls dari turbin dan penurunan energi kinetik dari aliran fluida. Tidak ada perubahan tekanan yang terjadi pada fluida, penurunan tekanan terjadi di nozzle.

### b. Turbin Reaksi

turbin ini menghasilkan torsi dengan menggunakan tekanan masa gas / fluida. Tekanan dari fluida berubah pada saat melewati sudu rotor. Pada turbin jenis ini diperlukan semacam sudu pada casing untuk mengontrol fluida kerja seperti yang bekerja pada turbin tipe multistage atau turbin ini harus terendam penuh pada fluida kerja.



**Gambar 2.31** Turbin Impuls dan Turbin Reaksi [20]



### 2.8.3 Spesifikasi Turbin Uap



**Gambar 2.32** Turbin Uap

Turbin Uap yang digunakan di PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan adalah sebagai berikut:

Tipe : TC2F-33.5" (Tandem Compound two casing double exhaust type)

Dibuat : November 1993, Mitsubishi Heavy Industries. Japan

Number of set : One (1)

Rated output : 189,500 kW (Natural Gas Firing Temp. = 32°C)

Rated Inlet Steam Conditions

HP steam pressure : 75 ata

HP steam temperature : 505°C

LP steam pressure : 5.2 ata

LP steam temperature : 176°C

Turbine speed : 3000 rpm

Rotating direction : Clockwise (View from governor end)

Reaction stages : 20

Reaction stages : 5 x 2

## 2.9 Instalasi Pompa

- a. *Condensate Extraction Pump (CEP)* berfungsi untuk memompakan air kondensat menuju preheater.
- b. *Low Pressure Boiler Feed Pump (LP BFP)* berfungsi untuk memompakan air umpan (*feedwater*) bertekanan rendah dari *deaerator* menuju *LP economizer*.
- c. *High Pressure Boiler Feed Pump (HP BFP)* berfungsi untuk memompakan air umpan bertekanan tinggi dari *deaerator* menuju *HP economizer*.
- d. *Low Pressure Boiler Circulating Pump (LP BCP)* berfungsi untuk mensirkulasikan air yang keluar dari *LP drum* menuju *LP evaporator*. Masing – masing HRSG memiliki dua *LP BCP*, dimana satu buah beroperasi dan yang lain standby.
- e. *High Pressure Boiler Circulating Pump (HP BCP)* berfungsi untuk mensirkulasikan air yang keluar dari *HP drum* menuju *HP evaporator*. Masing – masing HRSG memiliki dua *HP BCP*, dimana satu buah beroperasi dan yang lain standby.

## 2.10. Performa Siklus Gabungan

### 2.10.1 Air Fuel Ratio (AFR)

Bahan Bakar ( *natural gas* ) yang hendak dimasukkan kedalam ruang bakar haruslah dalam keadaan yang mudah terbakar, hal tersebut agar bisa didapatkan efisiensi turbin gas yang maksimal. Campuran bahan bakar yang belum sempurna akan sulit dibakar oleh percikan bunga api dari spark plug. Bahan bakar tidak dapat terbakar tanpa adanya udara ( $O_2$ ), tentunya dalam keadaan yang homogen. Bahan bakar atau *natural gas* yang dipakai dalam pembakaran sesuai dengan ketentuan atau aturan, sebab bahan bakar yang melimpah pada ruang bakar justru tidak meningkatkan tenaga yang dihasilkan turbin gas tersebut namun akan merugikan turbin gas sendiri. Perbandingan campuran udara dan bahan bakar sangat dipengaruhi oleh pemakaian bahan bakar. Perbandingan udara dan bahan bakar dinyatakan dalam bentuk

volume atau berat dari bagian udara dan natural gas. *Air Fuel Ratio* adalah faktor yang mempengaruhi kesempurnaan proses pembakaran didalam ruang bakar merupakan komposisi campuran natural gas dan udara. Misalkan AFR bernilai 14,7 artinya campuran terdiri dari 1 natural gas dan 14,7 udara biasa disebut *Stoichiometry*. *Air fuel ratio* dapat dicari menggunakan persamaan :

$$AFR = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{bahan\ bakar}} \quad [2]$$

### 2.10.2 *Specific Fuel Consumption (SFC)*

Jumlah bahan bakar yang dikonsumsi (berat) untuk menghasilkan satu satuan daya dalam satu satuan waktu. Dalam mesin turbin gas, SFC adalah sama dengan rasio massa bahan bakar/kerja netto. Kondisi terbaik adalah ketika nilainya minimum.

$$SFC = \frac{\dot{m}_{bahan\ bakar}}{W_{nett}} \quad [1]$$

### 2.10.3 *Work Ratio ( $\alpha$ )*

Design Turbin Gas yang baik tidak hanya berupa efisiensi termal yang tinggi dan laju aliran udara yang rendah, tetapi juga mempunyai work ratio yang tinggi. Definisi work ratio adalah sebagai rasio kerja bersih atau berguna untuk kerja ekspansi turbin. Selain itu, work ratio digunakan untuk mengetahui tingkat sensitivitas turbin terhadap adanya irrversibilitas (kerugian – kerugian).

$$Work\ ratio = \frac{W_{nett}}{W_{turbin}} \quad [3]$$

#### 2.10.4 Efisiensi Termal

Efisiensi termal adalah suatu perhitungan yang menunjukkan kemampuan atau kondisi unit secara keseluruhan didalam menghasilkan daya.

- **Efisiensi Siklus Brayton**

$$\eta_{GT} = \frac{\dot{W}_{TG} - \dot{W}_c}{Q_{in}} \times 100 \% \quad [12]$$

- **Efisiensi HRSG**

$$\eta_{HRSG} = \frac{\dot{Q}_{HP} + \dot{Q}_{LP} - \dot{Q}_D}{Q_{in}} \times 100 \% \quad [1]$$

- **Efisiensi Siklus Rankine**

$$\eta_{ST} = \frac{\dot{W}_{TU} - \dot{W}_p}{Q_{in}} \times 100 \% \quad [12]$$

- **Efisiensi Siklus Gabungan**

$$\eta_{cc} = \frac{\dot{W}_{GT} + \dot{W}_{ST}}{Q_{in}} \quad [3]$$

#### 2.10.5 Heat Rate

*Heat Rate* adalah banyaknya kalor (kcal) yang dibutuhkan siklus turbin didalam sistem untuk membangkitkan daya sebesar 1 kwh. Satuan untuk Turbine Heat Rate adalah kcal/kwh. Konversi 1 kwh adalah sama dengan 860 kcal.

$$Heat Rate = \frac{860 \text{ kcal}}{Efisiensi termal} \times 100 \% \quad [3]$$

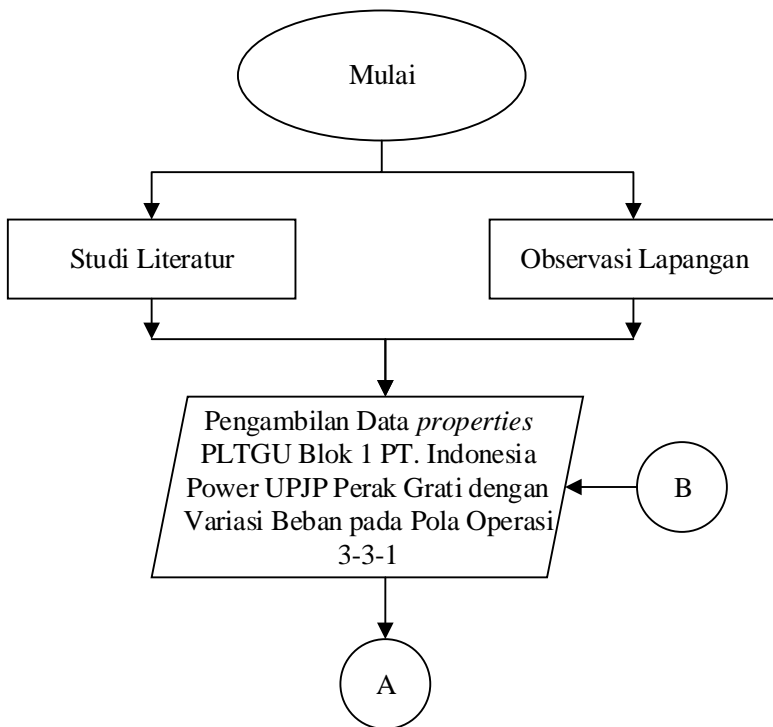
*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

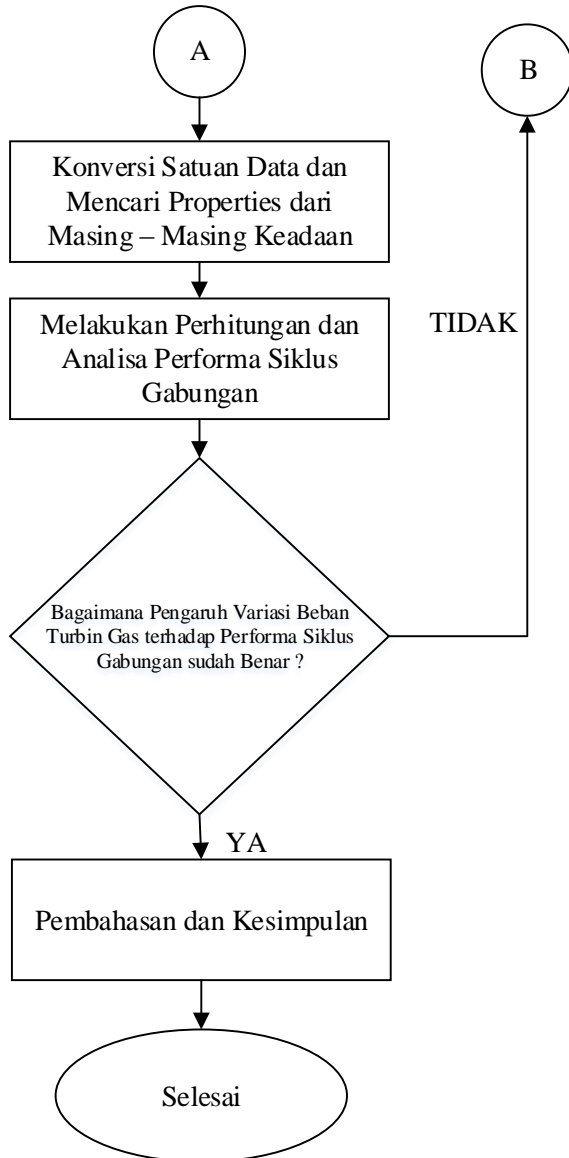
### BAB III METODOLOGI

Untuk dapat menganalisis pengaruh variasi beban turbin gas terhadap performa siklus gabungan PLTGU, maka pada bab ini akan dibahas mengenai metodologi dalam penyusunan laporan tugas akhir ini.

#### 3.1 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

Dalam pengerjaan tugas akhir ini dilakukan dengan beberapa tahap yang digambarkan dalam diagram alir berikut :





**Gambar 3.1** Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

### **3.2 Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir**

Tugas akhir Analisis Pengaruh Variasi Beban Turbin Gas Terhadap Performa Siklus Gabungan PLTGU Blok 1 PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, memiliki metode dan tahapan sebagai berikut :

#### **3.2.1 Studi Literatur**

Pada tahapan studi literatur, penulis mencoba memahami permasalahan yang berkaitan khususnya pengaruh variasi beban turbin gas terhadap performa siklus gabungan.

Dengan studi literatur ini penulis dapat mencari kemungkinan yang terjadi sehingga diketahui dugaan awal bagaimana pengaruh permasalahan itu bisa terjadi.

Studi literatur ini dilakukan di perpustakaan, *Central Control Room* (CCR), diskusi dengan mentor, dosen pembimbing, serta pihak lapangan. Untuk menambah referensi, media internet juga digunakan sebagai sumber pengetahuan.

#### **3.2.2 Observasi Lapangan**

Observasi dan identifikasi lapangan dilakukan guna mengetahui permasalahan pokok yang nantinya mampu dipelajari dan dianalisis sebagai topik tugas akhir. Dalam perhitungan efisiensi siklus gabungan, penulis membutuhkan data design dan aktual, sehingga mampu menghasilkan perhitungan yang sesuai dan aktual. Data yang diambil meliputi data *properties* baik lokal maupun dari CCR dan data desain. Sedangkan data pendukung digunakan untuk menentukan langkah – langkah perhitungan yang diambil dari *textbook*.

#### **3.2.3 Pengambilan Data**

Dari studi literatur dan observasi mengenai *combined cycle power plant*, dilakukan pengambilan data pada PLTGU Blok 1. Data yang dibutuhkan dalam analisa adalah :



**1. Bahan Bakar (*Natural Gas*)**

- Kapasitas bahan bakar ( $Q_{bb}$ )
- SG bahan bakar
- P standar bahan bakar
- LHV bahan bakar

**2. Instalasi Turbin Gas**

- Temperatur udara masuk kompresor ( $T_A$ )
- Tekanan udara masuk kompresor ( $P_A$ )
- Temperatur udara keluar kompresor ( $T_B$ )
- Tekanan udara keluar kompresor ( $P_B$ )
- Temperatur keluar turbin gas ( $T_D$ )
- Tekanan keluar turbin gas ( $P_D$ )

**3. Instalasi *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG)**

**a) *High Pressure Feed Water***

- Temperatur air ( $T_{14}$ )
- Tekanan absolut air ( $P_{14}$ )
- Laju aliran massa air ( $\dot{m}_{HP\ FW}$ )

**b) *High Pressure Steam***

- Temperatur uap ( $T_{18}$ )
- Tekanan absolut uap ( $P_{18}$ )
- Laju aliran massa uap ( $\dot{m}_{HP\ steam}$ )

**c) *Low Pressure Feed Water***

- Temperatur air ( $T_8$ )
- Tekanan absolut air ( $P_8$ )
- Laju aliran massa air ( $\dot{m}_{LP\ FW}$ )

**d) *Low Pressure Steam***

- Temperatur uap ( $T_{11}$ )
- Tekanan absolut uap ( $P_{11}$ )
- Laju aliran massa uap ( $\dot{m}_{LP\ steam}$ )

**e) *Exhaust Gas***

- Laju aliran massa gas buang ( $\dot{m}_{flue\ gas}$ )
- Temperatur gas buang masuk HRSG ( $T_D$ )
- Temperatur gas buang keluar HRSG ( $T_E$ )
- $C_p$  inlet gas buang HRSG
- $C_p$  outlet gas buang HRSG

#### 4. Instalasi Turbin Uap

a) ***High Pressure Turbine***

- Temperatur uap masuk turbin ( $T_{18}$ )
- Tekanan uap absolut masuk turbin ( $P_{18}$ )
- Temperatur uap keluar turbin ( $T_{19}$ )
- Tekanan uap absolut keluar turbin ( $P_{19}$ )
- Laju aliran massa uap pada HPT ( $\dot{m}_{18}$ )

b) ***Low Pressure Turbine***

- Temperatur uap masuk turbin ( $T_{11}$ )
- Tekanan uap absolut masuk turbin ( $P_{11}$ )
- Temperatur uap keluar turbin ( $T_1$ )
- Tekanan uap absolut keluar turbin ( $P_1$ )
- Laju aliran massa uap pada HPT ( $\dot{m}_{11}$ )

c) ***Condensate Extraction Pump (CEP)***

- Temperatur air masuk pompa ( $T_2$ )
- Tekanan absolut suction pompa ( $P_2$ )
- Tekanan absolut discharge pompa ( $P_2$ )
- Laju aliran massa air melalui pompa ( $\dot{m}_{CEP}$ )

d) ***Low Pressure Boiler Feed Pump (LP BFP)***

- Temperatur air masuk pompa ( $T_7$ )
- Tekanan absolut suction pompa ( $P_7$ )
- Tekanan absolut discharge pompa ( $P_8$ )
- Laju aliran massa air melalui pompa ( $\dot{m}_{LP\ BFP}$ )

e) ***High Pressure Boiler Feed Pump (HP BFP)***

- Temperatur air masuk pompa ( $T_{13}$ )
- Tekanan absolut suction pompa ( $P_{13}$ )
- Tekanan absolut discharge pompa ( $P_{14}$ )
- Laju aliran massa air melalui pompa ( $\dot{m}_{HP\ BFP}$ )

**f) *Low Pressure Boiler Circulation Pump (HP BCP)***

- Temperatur air masuk pompa ( $T_{22}$ )
- Tekanan absolut suction pompa ( $P_{22}$ )
- Tekanan absolut discharge pompa ( $P_{23}$ )
- Laju aliran massa air melalui pompa ( $\dot{m}_{LP\ BCP}$ )

**g) *High Pressure Boiler Circulation Pump (HP BCP)***

- Temperatur air masuk pompa ( $T_{22}$ )
- Tekanan absolut suction pompa ( $P_{24}$ )
- Tekanan absolut discharge pompa ( $P_{25}$ )
- Laju aliran massa air melalui pompa ( $\dot{m}_{HP\ BCP}$ )

### **3.2.4 Konversi dan Perhitungan Properties**

Pada tahap ini dilakukan konversi data-data *properties* yang telah dikumpulkan ke dalam satuan yang umum digunakan untuk mempermudah proses perhitungan. Selanjutnya dilakukan perhitungan secara termodinamika pada tiap titik (*Stage*) untuk mendapatkan data *properties* yang selanjutnya akan digunakan untuk menghitung performa siklus gabungan pada sub bab selanjutnya.

### **3.2.5 Perhitungan dan Analisa Performa Siklus Gabungan**

Setelah didapatkan data *properties* pada masing-masing titik sesuai dengan variasi beban sudah benar, maka selanjutnya adalah perhitungan performa siklus gabungan serta analisa sesuai dengan langkah perhitungan sebagai berikut :

### **3.2.6 Pembahasan dan Kesimpulan**

Setelah didapatkan data performa siklus gabungan. Selanjutnya data-data tersebut disajikan dalam bentuk tabel dan grafik. Pengeplotan ini berguna untuk mempermudah pembacaan dan pemberian kesimpulan.

## **BAB IV**

### **ANALISIS DAN PEMBAHASAN**

Pada bab ini akan dijelaskan langkah – langkah perhitungan unjuk kerja dan perbandingan performa siklus gabungan dengan variasi beban turbin gas yang berbeda, dengan menggunakan :

1. Data hasil observasi *combined cycle* blok 1 pola operasi 3-3-1 PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan.
2. Perhitungan yang dilakukan menggunakan data *sheet* PLTGU pada beban turbin gas 50 MW, 75 MW, dan 100 MW.

#### **4.1 Analisis Siklus Pembangkit dengan Beban 100 MW**

Setelah dilakukan pengamatan di PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan didapatkan data dan blok diagram *combined cycle* PLTGU blok 1 seperti pada lampiran.

##### **4.1.1 Perhitungan Performa Turbin Gas Blok 1 PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan**

Pada sub bab ini akan dijabarkan cara perhitungan performa turbin gas blok 1 PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan. Data yang digunakan dalam contoh perhitungan adalah data operasi turbin gas blok 1 pada beban 100 MW, pada tanggal 14 Juni 2016 pukul 14.30.

- **Data yang Diperoleh dari PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan**

Campuran komposisi bahan bakar akan mempengaruhi perhitungan performa turbin gas. Dari tabel 4.1 berikut dapat diketahui nilai kandungan bahan bakar serta *specific gravity*.

Tabel 4.1 Properties Bahan Bakar CNG

Nama Gas	Rumus Molekul	Komposisi	<i>Specific Gravity</i>
Methane	$CH_4$	0,946505	0,5537
Ethane	$C_2H_6$	0,009271	1,0378
Propane	$C_3H_8$	0,013805	1,5219
n-Butane	n - $C_4H_{10}$	0,005572	2,0061
i – Butane	i - $C_4H_{10}$	0,004547	2,0068
n - Pentane	i - $C_5H_{12}$	0,001697	2,4911
i – Pentane	n - $C_5H_{12}$	0,002669	2,4911
n – Hexane	n - $C_6H_{14}$	0,003763	2,9753
Nitrogen	$N_2$	0,002784	0,9669
Carbondioxide	$CO_2$	0,009387	1,5189
<b>Total</b>			0,614

Setelah nilai SG tiap komponen dikalikan dengan nilai komposisi tiap komponen dan dijumlahkan maka diperoleh SG sebesar 0,614. Nilai komposisi tiap komponen diperoleh dari sumber *Engineering Toolbox 2013*, untuk lebih detailnya dapat dilihat pada lampiran.

Untuk properties yang diketahui beban 100 MW pada GT. 1.1 bisa dilihat pada tabel 4.2 dibawah ini. Dari tabel tersebut kita bisa mencari properties untuk setiap state yang dibutuhkan dalam perhitungan performa turbin gas.

Tabel 4.2 Data Operasi GT 1.1

Properties	Nilai	Satuan
Daya (W)	100	MW
<i>Corrected Power</i>	100,07	MW
Kapasitas bahan bakar ( $Q_{bb}$ )	31067,459	Nm <sup>3</sup> /h
Temperatur masuk kompresor ( $T_A$ )	27,27	°C

Tekanan ambient ( $P_A$ )(abs)	101,325	KPa
Temperatur keluar kompresor ( $T_B$ )	410,99	°C
Tekanan keluar kompresor ( $P_B$ )	12,17	Kg/cm <sup>2</sup>
Temperatur keluar turbin ( $T_D$ )	523,25	°C
Tekanan keluar turbin ( $P_D$ )	1,063	Kgf/cm <sup>2</sup>
HHV	1082,16	BTU/ ft <sup>3</sup>

Untuk mempermudah dalam perhitungan, maka dilakukan konversi satuan terlebih dahulu ke dalam suatu baku *metric units* dan mengubah tekanan – tekanan yang diketahui (tekanan *gauge*) menjadi tekanan absolut, sebagai berikut :

Tabel 4.3 Data Operasi GT 1.1 (Konversi)

<b>Properties</b>	<b>Nilai</b>	<b>Satuan</b>
Daya (W)	100	MW
<i>Corrected Power</i>	100,07	MW
Kapasitas bahan bakar ( $Q_{bb}$ )	31067,45	Nm <sup>3</sup> /h
Temperatur masuk kompresor ( $T_A$ )	300,27	K
Tekanan ambient ( $P_A$ )	101,325	kPa
Temperatur keluar kompresor ( $T_B$ )	683,99	K
Tekanan keluar kompresor ( $P_B$ )	1294,79	kPa
Temperatur keluar turbin ( $T_D$ )	796,25	K
Tekanan keluar turbin ( $P_D$ )	104,244	kPa
HHV	1082,16	BTU/ ft <sup>3</sup>

- **Perhitungan *Properties* pada Tiap Titik**

Untuk mempermudah dalam melakukan perhitungan, sebaiknya kita mengetahui properties di tiap – tiap titik pada skema turbin gas.

Metode perhitungan didasarkan pada beberapa asumsi untuk menyederhanakan perhitungan, asumsi sebagai berikut :

1. Setiap komponen yang dianalisa dalam keadaan *steady state steady flow*.
2. Proses yang terjadi pada turbin dan kompresor merupakan proses isentropik.
3. Energi kinetik dan energi potensial diabaikan.
4. Proses yang terjadi di dalam turbin gas mengacu pada data operasi atau *performance test sheet* yang ada.
5. Perhitungan performa turbin gas didasarkan pada kalor yang masuk dan keluar pada sistem saja, tidak menghitung perpindahan panas yang terjadi pada setiap *state* yang ada di dalam turbin gas.

Harga properties udara dan *natural gas* yang digunakan pada perhitungan ini mengacu pada buku H. Cohen *Gas Turbine Theory* maka dapat dilihat pada tabel 4.4.

Tabel 4.4 Data Properties Udara dan *Natural Gas*

Input	k	C <sub>pa</sub>
Udara	1,4	1,005
Natural Gas	1,3	-
Unit		kJ/kg.K

Dari tabel 4.3 dapat dicari properties untuk setiap stage yang dibutuhkan dalam perhitungan performa turbin gas.

**a. State 1**

Pada state ini udara dari lingkungan (udara ruangan/atmosfir) masuk melalui *inlet air filter* menuju ke kompresor. Dari tabel operasi didapatkan data yaitu :

T<sub>A</sub> : 300,27 K

P<sub>A</sub> : 101,325 kPa

**b. State 2**

Pada titik ini udara yang masuk ke kompresor akan dikompresikan keluar menuju ke ruang bakar, dimana fluida udara yang telah terkompresi tersebut mempunyai tekanan dan temperatur yang tinggi.

$$T_B : 683,99 \text{ K}$$

$$P_B : 1294,79 \text{ kPa}$$

Karena pada kondisi ideal state 2 ini berlangsung proses kompresi isentropik, maka didapatkan :

$$\frac{T_{Bs}}{T_A} = \left( \frac{P_B}{P_A} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$
$$\frac{T_{Bs}}{300,27 \text{ K}} = \left( \frac{1294,79 \text{ kPa}}{101,325 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$
$$T_{Bs} = 621,8 \text{ K}$$

**c. State 3**

Pada tahap ini terjadi proses pembakaran didalam ruang bakar (*combustion chamber*) dan bahan bakar *natural gas* diinjeksikan sehingga bercampur dengan udara. *Fuel gas* yang sudah terbentuk dari pembakaran akan keluar dari ruang bakar menuju turbin. Pada state ini terjadi reaksi pembakaran berupa reaksi stoikiometri dimana akan menghasilkan produk dari data reaktan bahan bakar. Selama proses pembakaran berlangsung terjadi kerugian tekanan besarnya diperoleh dengan persamaan berikut :

$$\Delta P = \frac{P_B - P_C}{P_B} \times 100\%$$

Dalam proses pengambilan data, besar temperatur masuk turbin ( $T_C$ ) tidak diketahui karena keterbatasan alat ukur yang digunakan. Sehingga dengan menggunakan pendekatan bahwa kerugian tekanan besarnya sama



dengan data *heat and mass balance*. Dari data *heat and mass balance*, beban 100 MW didapatkan tekanan keluar kompresor ( $P_B$ ) sebesar 1284,69 kPa dan tekanan ruang bakar ( $P_C$ ) sebesar 1235,65 kPa. Sehingga kerugian tekanan yang terjadi sebesar :

$$\Delta P = \frac{1284,69 \text{ kPa} - 1235,65 \text{ kPa}}{1284,69 \text{ kPa}} \times 100\% \\ = 3,81 \%$$

Setelah besar kerugian tekanan diperoleh, maka besar  $P_C$  aktual dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

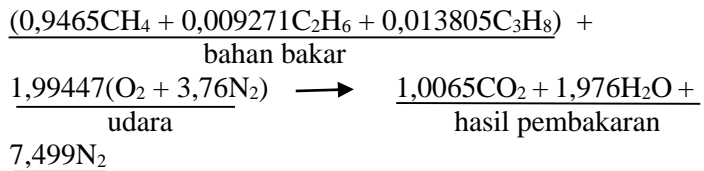
$$P_C = P_B - \Delta P \times P_B \\ = 1294,79 \text{ kPa} - 0,0381 \cdot 1294,79 \text{ kPa} \\ = 1245,37 \text{ kPa}$$

Setelah nilai  $P_C$  aktual diperoleh maka dapat dicari nilai temperatur masuk turbin ( $T_C$ ) aktual dengan menggunakan persamaan berikut :

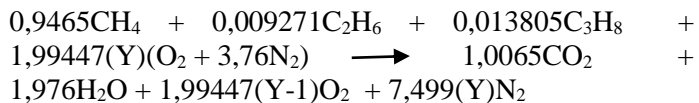
$$\frac{T_C}{T_D} = \left( \frac{P_C}{P_D} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\ T_C = T_D \left( \frac{P_C}{P_D} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\ = 796,25 \text{ K} \left( \frac{1245,37 \text{ kPa}}{104,244 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \\ = 1411,38 \text{ K}$$

- **Perhitungan *Air Fuel Ratio* (AFR)**

Dalam menghitung *Air Fuel Ratio*, maka dilakukan reaksi pembakaran stoikiometri dengan menggunakan data hasil uji bahan bakar yang terdapat pada lampiran. Dalam reaksi pembakaran ini menggunakan kandungan bahan bakar yang dominan seperti metana ( $CH_4$ ), ethana ( $C_2H_6$ ), dan propana ( $C_3H_8$ ). Reaksi pembakaran sempurna dapat dituliskan sebagai berikut :



Dari reaksi pembakaran stoikiometri diatas maka dapat diketahui bahwa setiap membakar 1 kmol bahan bakar dibutuhkan oksigen sebesar 1,99477 kmol. Sedangkan dalam aktualnya, hal tersebut tidak dapat terjadi secara ideal sehingga dibutuhkan jumlah udara berlebih (*excess air*) agar bahan bakar terbakar secara sempurna. Besarnya *excess air* dapat dicari dengan menggunakan asumsi *complete combustion*. Sehingga persamaan reaksi pembakaran tersebut dapat dituliskan sebagai berikut :



Dimana Y merupakan jumlah udara berlebih (*excess air*) yang dapat kita cari dengan menggunakan entalpi pembentukan dengan asumsi tidak ada kerugian tekanan dan tidak ada kalor yang masuk dan keluar.

$$\cancel{Q_{cv}} + H_R = \cancel{W_{cv}} + H_P$$

$$H_R = H_P$$

$$\sum_R n_i \bar{h}_i = \sum_P n_e \bar{h}_e$$

$$\sum_R n_i (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_i = \sum_P n_e (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_e$$

Dari tabel operasi turbin gas diketahui bahwa temperatur bahan bakar  $(T_f) = 298$  K,  $(T_B) = 683,99$  K dan  $(T_C) = 1411,48$  K. Untuk mendapatkan property bahan bakar dan udara pembakaran digunakan tabel A.9 dan A.10 Buku “*Fundamentals of Thermodynamics*” Karangan Borgnakke dan Sonntag.

Reaktan :

$$\begin{aligned} \sum_R n_i (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_i = & n_{CH_4} (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{CH_4} + n_{C_2H_6} (\bar{h}_f^0 + \\ & \Delta \bar{h})_{C_2H_6} + n_{C_3H_8} (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{C_3H_8} + \\ & n_{O_2} (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{O_2} + n_{N_2} (\bar{h}_f^0 + \\ & \Delta \bar{h})_{N_2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum_R n_i (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_i = & 0,9465(-74873 + 0) \frac{kJ}{kmol} + \\ & 0,009271(-84740 + 0) \frac{kJ}{kmol} + \\ & 0,013805(-103900 + 0) \frac{kJ}{kmol} + \\ & 1,99447Y(0 + 11978,03) \frac{kJ}{kmol} + \\ & 7,499Y(0 + 11449,82) \frac{kJ}{kmol} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= -70867,29 \frac{kJ}{kmol} \\
&- 785,62 \frac{kJ}{kmol} - 1434,34 \frac{kJ}{kmol} + \\
&23889,67(Y) \frac{kJ}{kmol} + \\
&85862,20(Y) \frac{kJ}{kmol} \\
&= -73087,25 \frac{kJ}{kmol} + \\
&109751,87(Y) \frac{kJ}{kmol}
\end{aligned}$$

Produk :

$$\begin{aligned}
\Sigma_P n_e (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_e &= n_{CO_2} (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{CO_2} + n_{H_2O} (\bar{h}_f^0 + \\
&\Delta \bar{h})_{H_2O} + n_{O_2} (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{O_2} + \\
&n_{N_2} (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_{N_2}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\Sigma_P n_i (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_i &= 1,0065(-393522 + \\
&56556,41) \frac{kJ}{kmol} + \\
&1,9760(-241826 + \\
&44021,27) \frac{kJ}{kmol} + 1,99447(0 + \\
&37372,61)(Y - 1) \frac{kJ}{kmol} + \\
&7,499Y(0 + 35330,91) \frac{kJ}{kmol} \\
&= -339141,38 \frac{kJ}{kmol} \\
&- 390868,67 \frac{kJ}{kmol} + \\
&74538,55(Y) \frac{kJ}{kmol} \\
&- 74538,55 \frac{kJ}{kmol} + \\
&264954,28(Y) \frac{kJ}{kmol}
\end{aligned}$$

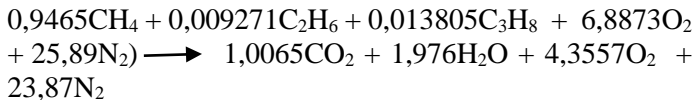
$$= 339492,83(Y) \frac{kJ}{kmol} - 804548,6 \frac{kJ}{kmol}$$

$$\sum_R n_i (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_i = \sum_P n_e (\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h})_e$$

$$- 73087,25 \frac{kJ}{kmol} + 109751,87(Y) \frac{kJ}{kmol} \\ = 339492,83(Y) \frac{kJ}{kmol} - 804548,6 \frac{kJ}{kmol}$$

$$-229738,24(Y) \frac{kJ}{kmol} = - 731461,34 \frac{kJ}{kmol} \\ Y = 3,1839$$

Sehingga reaksi pembakaran stoikiometri dengan mengetahui jumlah udara lebihan (*excess air*) adalah sebagai berikut :



Maka untuk menentukan besarnya *air fuel ratio* (AFR) dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$AFR = \frac{(n_{udara})(4,76)(BM_{udara})}{(n_{bahan\ bakar})(BM_{bahan\ bakar})} \\ = \frac{(6,3502 \times 4,76 \times 28,97) \frac{kg}{udara}}{(0,9465 \times 16,043) + (0,009271 \times 30,070) + (0,0138 \times 44,094) \frac{kg}{bb}} \\ = 54,484 \frac{kg\ udara}{kg\ bahan\ bakar}$$

- **Perhitungan Kalor Spesifik Campuran ( $C_{pg}$ )**

Berdasarkan reaksi pembakaran diatas selanjutnya dapat ditentukan besarnya  $C_{p_{campuran}}$  dengan persamaan sebagai berikut :

$$C_{p_{campuran}} = \frac{\sum n_e \bar{C}_p^0}{\sum n_e M_e}$$

$$\begin{aligned} \sum n_e C_p^0 &= n_{CO_2} \bar{C}_p^0 CO_2 + n_{H_2O} \bar{C}_p^0 H_2O + n_{O_2} \bar{C}_p^0 O_2 \\ &\quad + n_{N_2} \bar{C}_p^0 N_2 \end{aligned}$$

Jika diketahui ( $T_C$ ) = 1411,38 K, maka untuk mendapatkan nilai  $\bar{C}_p^0$  dari tiap – tiap komponen diatas maka digunakan Appendix tabel B Buku “*Applied Combustion*” Karangan Eugene L. Keating.

$$\begin{aligned} \sum n_e C_p^0 &= \left( 1,0065 \text{ mol} \cdot 13,831 \frac{\text{cal}}{\text{gmol K}} \right) + \\ &\quad \left( 1,9760 \text{ mol} \cdot 11,015 \frac{\text{cal}}{\text{gmol K}} \right) + \\ &\quad \left( 4,3557 \text{ mol} \cdot 8,681 \frac{\text{cal}}{\text{gmol K}} \right) + \\ &\quad \left( 23,8767 \text{ mol} \cdot 8,261 \frac{\text{cal}}{\text{gmol K}} \right) \\ &= 270,743 \frac{\text{cal}}{\text{K}} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan diatas selanjutnya dilakukan konversi satuan ke dalam satuan  $\frac{kJ}{K}$ .

$$270,743 \frac{\text{cal}}{\text{K}} \times \frac{0,004184 \text{ kJ}}{1 \text{ cal}} = 1,1327 \frac{\text{kJ}}{\text{K}}$$

$$\begin{aligned}
\sum n_e M_e &= n_{CO_2} M_{CO_2} + n_{H_2O} M_{H_2O} + n_{O_2} M_{O_2} + n_{N_2} M_{N_2} \\
\sum n_e M_e &= \left(1,0065 \text{ mol} \times 44,010 \frac{\text{g}}{\text{mol}}\right) + \\
&\quad \left(1,9760 \text{ mol} \times 18,015 \frac{\text{g}}{\text{mol}}\right) + \\
&\quad \left(4,3557 \text{ mol} \times 31,999 \frac{\text{g}}{\text{mol}}\right) + \\
&\quad \left(23,8767 \text{ mol} \times 28,013 \frac{\text{g}}{\text{mol}}\right) \\
&= 888,129 \text{ g} \\
&= 0,888129 \text{ kg}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Cp_{campuran} &= \frac{1,1327 \frac{\text{kJ}}{\text{K}}}{0,888129 \text{ kg}} \\
&= 1,276 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}
\end{aligned}$$

- **Perhitungan Laju Aliran Bahan Bakar ( $\dot{m}_{\text{bahan bakar}}$ )**

$$\begin{aligned}
\rho_{udara} &= \frac{P_1}{R \cdot T_1} \\
&= \frac{101325 \text{ Pa}}{286,9 \frac{\text{Nm}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 300,27 \text{ K}} \\
&= 1,176 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}
\end{aligned}$$

Dari  $\rho_{udara}$ , dapat dihitung  $\rho_{\text{bahan bakar}}$  dengan SG = 0,614

$$\begin{aligned}
\rho_{\text{bahan bakar}} &= \text{SG} \cdot \rho_{udara} \\
&= 0,614 \cdot 1,176 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\
&= 0,722 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}
\end{aligned}$$

Maka dengan harga  $Q_{bb}$  dan  $\rho_{bb}$ , akan didapatkan  $\dot{m}_{bahan\ bakar}$  dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{bahan\ bakar} &= Q_{bahan\ bakar} \cdot \rho_{bahan\ bakar} \\ &= 31067,45 \frac{Nm^3}{h} \cdot 0,722 \frac{kg}{m^3} \cdot \frac{h}{3600 s} \\ &= 6,232 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

- **Perhitungan  $\dot{m}_{udara\ total}$  Melalui Kompresor**

Laju aliran massa udara di kompresor adalah udara yang digunakan untuk kebutuhan udara pembakaran dan pendingin sudu turbin (*Cooling Air*). Berdasarkan referensi dari bab 2 mengenai persen udara pendingin, maka jika diketahui  $T_C$  sebesar 1411,38 K maka diasumsikan udara pendinginnya sebanyak 21% dari kapasitas udara yang dihisap kompresor.

$$\begin{aligned}AFR &= \frac{\dot{m}_{udara\ pembakaran}}{\dot{m}_{bahan\ bakar}} \\ 54,484 &= \frac{\dot{m}_{udara\ pembakaran}}{6,232 \frac{kg}{s}}\end{aligned}$$

$$\dot{m}_{udara\ pembakaran} = 339,55 \frac{kg}{s}$$

Untuk mencari  $\dot{m}_{udara\ total}$  maka perbandingan udara masuk kompresor sebagai berikut :

$$100\% \dot{m}_{udara\ total} = 79\% \dot{m}_{udara\ pembakaran} + 21\% \dot{m}_{udara\ pendingin}$$

$$\dot{m}_{udara\ total} = \frac{\dot{m}_{udara\ pembakaran}}{0,79}$$

$$\dot{m}_{udara\ total} = \frac{339,55 \frac{kg}{s}}{0,79}$$

$$\dot{m}_{udara\ total} = 429,82 \frac{kg}{s}$$



$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{udara \text{ Pendingin}} &= \dot{m}_{udara \text{ total}} - \dot{m}_{udara \text{ pembakaran}} \\
 &= 429,82 \frac{kg}{s} - 339,55 \frac{kg}{s} \\
 &= 90,26 \frac{kg}{s}
 \end{aligned}$$

- **Mencari  $\dot{m}_{flue \text{ gas}}$**

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{flue \text{ gas}} &= \dot{m}_{bahan \text{ bakar}} + \dot{m}_{udara \text{ total}} \\
 &= 6,232 \frac{kg}{s} + 429,82 \frac{kg}{s} \\
 \dot{m}_{fluegas} &= 436,05 \frac{kg}{s}
 \end{aligned}$$

**d. State 4**

Pada state ini terjadi ekspansi gas buang (*flue gas*) hasil pembakaran dari dalam turbin. Pada proses ini terjadi gesekan antara gas hasil pembakaran dengan sudu – sudu turbin, sehingga temperatur gas buang yang keluar dari turbin menjadi lebih tinggi dari gas ideal (isentropis).

$$T_D : 796,25 \text{ K}$$

$$P_D : 104,244 \text{ kPa}$$

- **Perhitungan Performa Instalasi Turbin Gas**

**a. Perhitungan Daya Kompresor**

$$\begin{aligned}
 \dot{W}_{kompresor} &= \dot{m}_{udara \text{ total}} \cdot C_{pa} (T_B - T_A) \\
 &= 429,82 \frac{kg}{s} \cdot 1,005 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot (683,99 \text{ K} \\
 &\quad - 300,27 \text{ K}) \\
 &= 165755,56 \frac{kJ}{s}
 \end{aligned}$$

**b. Perhitungan Daya Turbin**

$$\begin{aligned}
 \dot{W}_{turbin} &= (\dot{m}_{udara \text{ pembakaran}} + \dot{m}_{bb}) \cdot C_{pg} \cdot (T_C - T_D) \\
 &= (339,55 + 6,232) \frac{kg}{s} \cdot 1,276 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot \\
 &\quad (1411,38 - 796,25) \text{ K}
 \end{aligned}$$

$$= 271415,27 \frac{kJ}{s}$$

**c. Daya Netto Instalasi Turbin Gas ( $\dot{W}_{GTnett}$ )**

Daya netto instalasi turbin gas adalah selisih antara daya yang dihasilkan turbin dengan daya yang dibutuhkan kompresor, daya netto selanjutnya digunakan untuk menentukan nilai efisiensi siklus.

$$\begin{aligned}\dot{W}_{GTnett} &= (\dot{W}_{turbin} - \dot{W}_{kompresor}) - \text{Mechanical Loss} \\ &= (271415,27 \frac{kJ}{s} - 165755,56 \frac{kJ}{s}) - 1100 \frac{kJ}{s} \\ &= 104559,70 \frac{kJ}{s}\end{aligned}$$

**d. Specific Fuel Consumption (SFC)**

Jumlah bahan bakar yang dikonsumsi (berat) untuk menghasilkan satu satuan daya dalam satu satuan waktu. Kondisi terbaik adalah ketika nilainya minimum.

$$\begin{aligned}SFC &= \frac{\dot{m}_{bb}}{\dot{W}_{netto}} \\ &= \frac{6,232 \frac{kg}{s} \times 3600 \frac{s}{h}}{104559,70 \frac{kJ}{s}} \\ &= 0,215 \frac{kg}{kWh}\end{aligned}$$

**e. Efisiensi Turbin**

$$\begin{aligned}\eta_{turbin} &= \frac{T_C - T_D}{T_C - T_{Ds}} \times 100\% \\ &= \frac{T_C - T_D}{T_C \cdot \left( \frac{1}{\frac{P_C}{P_a}} \right)^{(k-1)/k}} \times 100\%\end{aligned}$$

$$= \frac{1411,38 \text{ K} - 796,25 \text{ K}}{796,25 \text{ K} \cdot \left( \frac{1}{\frac{1245,37 \text{ kPa}}{101,325 \text{ kPa}}} \right)^{(1,3-1)/1,3}} \times 100\%$$

$$= 99,16 \%$$

**f. Efisiensi Kompresor**

$$\eta_{\text{kompresor}} = \frac{T_{Bs} - T_A}{T_B - T_A} \times 100\%$$

$$= \frac{621,8 \text{ K} - 300,27 \text{ K}}{683,99 \text{ K} - 300,27 \text{ K}} \times 100\%$$

$$= 83,79 \%$$

**g. Mencari Energi Panas Yang Masuk Ruang Bakar ( $Q_{in}$ )**

Untuk mencari panas yang masuk ruang bakar maka diperlukan nilai LHV. LHV merupakan nilai kalor bawah pada bahan bakar yang menunjukkan adanya produk pembakaran berupa  $H_2O$  dalam bentuk liquid. Dalam data yang diperoleh di lapangan, produk pembakaran berupa  $H_2O$  tidak dalam bentuk liquid (*vapor*) sehingga nilai LHV sama dengan nilai HHV. Dari data operasi didapatkan nilai kalor  $HHV = 1082,16 \frac{BTU}{ft^3}$ .

$$Q_{in} = LHV \times \dot{m}_{bb}$$

$$= \left( \frac{HHV}{\rho_{bb}} \right) \times \dot{m}_{bb}$$

$$= \left( \frac{1082,16 \frac{BTU}{ft^3}}{0,753 \frac{kg}{m^3}} \cdot \frac{1,055 \text{ KJ} \cdot 1 \text{ ft}^3}{1 \text{ BTU} \cdot 0,3048^3 \text{ m}^3} \right) \cdot 6,22 \frac{kg}{s}$$

$$= 347938,33 \frac{kJ}{s}$$

#### **h. Mencari Efisiensi Siklus Turbin Gas ( $\eta_{siklus}$ )**

Efisiensi siklus turbin gas adalah suatu perhitungan yang menunjukkan kemampuan atau kondisi unit secara keseluruhan didalam menghasilkan daya.

$$\begin{aligned}\eta_{siklus} &= \frac{\dot{W}_{GTnet}}{Q_{in}} \times 100 \% \\ &= \frac{104559,70 \frac{kJ}{s}}{347938,33 \frac{kJ}{s}} \times 100 \% \\ &= 30,05 \%\end{aligned}$$

#### **i. Heat Rate**

Banyaknya kalor (kcal) yang dibutuhkan siklus turbin didalam sistem untuk membangkitkan daya sebesar 1 kWh.

$$\begin{aligned}Heat\ rate &= \frac{86000\ Kcal}{1\ Kwh \cdot \eta_{siklus}} \\ &= \frac{86000\ Kcal}{1\ Kwh \cdot 30,05} \\ &= 2861,78 \frac{kcal}{kWh}\end{aligned}$$

#### **j. Work Ratio**

Work ratio digunakan untuk mengetahui tingkat sensitivitas turbin terhadap adanya irreversibilitas (kerugian – kerugian) berupa gesekan.

$$\begin{aligned}Work\ ratio &= \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{W}_{turbin}} \\ &= \frac{104559,70 \frac{kJ}{s}}{266523,49 \frac{kJ}{s}} \\ &= 0,385\end{aligned}$$

Untuk instalasi turbin gas unit 2 dan 3 dapat dihitung dengan cara yang sama. Berikut tabel properties dan hasil perhitungan untuk instalasi turbin gas unit 2 dan 3.

Tabel 4.5 Properties GT 1.2 dan GT 1.3

NO	Properties	Satuan	Instalasi Turbin Gas	
			Unit 2	Unit 3
1	Daya (W)	MW	100	100
2	<i>Corrected Power</i>	MW	100,08	100,034
3	Kapasitas bahan bakar ( $Q_{bb}$ )	Nm <sup>3</sup> /h	30632,48	31274
4	Temperatur masuk kompresor ( $T_A$ )	K	301,43	300,64
5	Tekanan ambient ( $P_A$ )	kPa	101,325	101,325
6	Temperatur keluar kompresor ( $T_B$ )	K	678,804	692,763
7	Tekanan keluar kompresor ( $P_B$ )	kPa	1293,12	1300,67
8	Temperatur masuk turbin ( $T_C$ )	K	1392,97	1406,53
9	Temperatur keluar turbin ( $T_D$ )	K	786,09	792,68
10	Tekanan keluar turbin ( $P_D$ )	kPa	104,244	104,244
11	<i>Specific Gravity</i>		0,614	0,614
12	$\rho_{\text{bahan bakar}}$	Kg/m <sup>3</sup>	0,719	0,721
13	HHV	BTU/ft <sup>3</sup>	1082,16	1082,16

Tabel 4.6 Hasil Perhitungan GT 1.2 dan GT 1.3

NO	Properties	Satuan	Instalasi Turbin Gas	
			Unit 2	Unit 3
1	Laju Aliran Massa Bahan Bakar ( $\dot{m}_{bb}$ )	kg/s	6,121	6,26
2	Laju Aliran Massa Udara Total ( $\dot{m}_{udara\ total}$ )	kg/s	431,61	440,54
3	Laju Aliran Massa Udara Pembakaran ( $\dot{m}_{udara\ pembakaran}$ )	kg/s	340,97	348,03
4	<i>Air Fuel Ratio</i>	kg udara/kg bahan bakar	55,70	55,54
5	Pressure Losses ( $\Delta P$ )	kPa	49,35	49,64
6	Cp Campuran	kJ/kg.K	1,272	1,27
7	Daya Kompresor ( $\dot{W}_c$ )	kJ/s	163693,89	173612,41
8	Daya Turbin ( $\dot{W}_t$ )	kJ/s	267939,10	276208,49
9	Mechanical Losses	kJ/s	1100	1100
10	Daya Netto Instalasi Turbin Gas ( $\dot{W}_{GT\ nett}$ )	kJ/s	103145,21	101496,07
11	<i>Specific Fuel Consumption (SFC)</i>	kg/kWh	0,214	0,222
12	Efisiensi Turbin	%	99,16	99,16
13	Efisiensi Kompresor	%	85,47	82,30

14	Panas Masuk ( $Q_{in}$ )	kJ/s	343066,81	35025 1,48
15	Efisiensi Siklus	%	30,07	28,98
16	<i>Heat Rate</i>	Kcal/k Wh	2860,41	2967,7 6
17	<i>Work Ratio</i>		0,385	0,367

#### 4.1.2 Perhitungan Heat Recovery Steam Generator (HRSG) Blok 1 PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan

Pada sub bab ini akan dijabarkan cara perhitungan performa HRSG blok 1 PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan. Data yang digunakan dalam contoh perhitungan adalah data operasi HRSG blok 1, pada tanggal 14 Juni 2016 pukul 14.30.

Untuk mendapatkan entalpi digunakan tabel B.1.3 Buku “*Fundamentals of Thermodynamics*” Karangan Borgnakke dan Sonntag.

- **Energi Panas yang Diserap Bagian Tekanan Tinggi**

Tabel 4.7 Properties High Pressure pada HRSG Unit 1

Properties	Nilai	Satuan
Laju Aliran Massa HP Steam ( $\dot{m}_{18a}$ )	44,59	Kg/s
Temperatur HP Steam ( $T_{18a}$ )	487,14	°C
Tekanan HP Steam ( $P_{18a}$ )	6538	kPa
Entalpi HP Steam ( $h_{18a}$ )	3385	kJ/kg
Laju Aliran Massa HP Feedwater ( $\dot{m}_{HPFW}$ )	29,27	Kg/s
Temperatur HP Feedwater ( $T_{HPFW}$ )	137,83	°C
Tekanan HP Feedwater ( $P_{HPFW}$ )	10629	kPa
Entalpi HP Feedwater ( $h_{HPFW}$ )	586,6	Kj/kg

$$\begin{aligned}
\dot{Q}_{HP} &= \dot{Q}_{HP\text{steam}} - \dot{Q}_{HP\text{Feedwater}} \\
&= (\dot{m}_{18a} \cdot h_{18a}) + (\dot{m}_{HPFW} \cdot h_{HPFW}) \\
&= \left(44,59 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 3385 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) + \left(29,27 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 586,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \\
&= 133768,44 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}
\end{aligned}$$

- **Energi Panas yang Diserap Bagian Tekanan Rendah**

Tabel 4.8 Properties Low Pressure pada HRSG Unit 1

Properties	Nilai	Satuan
Laju Aliran Massa LP Steam ( $\dot{m}_{11a}$ )	13,79	Kg/s
Temperatur LP Steam ( $T_{11a}$ )	164,46	°C
Tekanan LP Steam ( $P_{11a}$ )	661	kPa
Entalpi LP Steam ( $h_{11a}$ )	2765,16	kJ/kg
Laju Aliran Massa LP Feedwater ( $\dot{m}_{LPFW}$ )	14,57	Kg/s
Temperatur LP Feedwater ( $T_{LPFW}$ )	135,12	°C
Tekanan LP Feedwater ( $P_{LPFW}$ )	1606	kPa
Entalpi LP Feedwater ( $h_{LPFW}$ )	569	Kj/kg

$$\begin{aligned}
\dot{Q}_{LP} &= \dot{Q}_{LP\text{steam}} - \dot{Q}_{LP\text{Feedwater}} \\
&= (\dot{m}_{11a} \cdot h_{11a}) + (\dot{m}_{LPFW} \cdot h_{LPFW}) \\
&= \left(13,79 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 2765,16 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) + \left(14,57 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 569 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \\
&= 29841,498 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}
\end{aligned}$$



- **Energi Panas pada Preheater**

Tabel 4.9 Properties Preheater pada HRSG Unit 1

Properties	Nilai	Satuan
Laju Aliran Massa Preheater ( $\dot{m}_{preheater}$ )	41,25	Kg/s
Temperatur Masuk Preheater ( $T_{4a}$ )	36,23	°C
Tekanan Masuk Preheater ( $P_{4a}$ )	1280	kPa
Entalpi Preheater ( $h_{4a}$ )	152,9	kJ/kg

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{Preheater} &= \dot{m}_{preheater} \cdot h_{4a} \\
 &= 41,25 \frac{kg}{s} \cdot 152,9 \frac{kJ}{kg} \\
 &= 6308,09 \frac{kJ}{s}
 \end{aligned}$$

- **Energi Panas Pada Exhaust Gas**

Tabel 4.10 Properties Exhaust Gas pada HRSG Unit 1

Properties	Nilai	Satuan
Laju Aliran Massa Flue Gas GT 1.1 ( $\dot{m}_{fluegas}$ )	436,60	Kg/s
HRSG Inlet Flue Gas Specific Heat	1,105	kJ/kg.°C
HRSG Outlet Flue Gas Specific Heat	1,065	kJ/kg.°C
HRSG Inlet Flue Gas Temperature	523,255	°C
HRSG Outlet Flue Gas Temperature	128,4	°C

- **Perhitungan Performa HRSG**

- Energi Panas yang Diserap HRSG**

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{outHRSG} &= (\dot{Q}_{HP} + \dot{Q}_{LP}) - \dot{Q}_{Preheater} \\
 &= (133768,44 \frac{kJ}{s} + 29841,498 \frac{kJ}{s}) - 6308,09 \frac{kJ}{s} \\
 &= 157301,84 \frac{kJ}{s}
 \end{aligned}$$

**b. Energi Panas yang Masuk HRSG**

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{inHRSG} &= \dot{m}_{fluegas} \cdot ((C_{pg.inlet} \cdot T_{Inlet}) - \\
 &\quad (C_{pg.outlet} \cdot T_{outlet})) \\
 &= 436,05 \frac{kg}{s} \cdot ((1,105 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \cdot 523,25 ^\circ C) - \\
 &\quad (1,065 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \cdot 128,4 ^\circ C)) \\
 &= 192496,045 \frac{kJ}{s}
 \end{aligned}$$

**c. Efisiensi Termal HRSG**

Efisiensi termal HRSG didefinisikan sebagai perbandingan antara laju energi yang dibutuhkan air menjadi uap panas lanjut (Superheated) dengan laju aliran energi gas buang didalam HRSG.

$$\begin{aligned}
 \eta_{HRSG} &= \frac{\dot{Q}_{OutHRSG}}{Q_{in}} \times 100 \% \\
 &= \frac{157301,84 \frac{kJ}{s}}{192496,045 \frac{kJ}{s}} \times 100 \% \\
 &= 81,72 \%
 \end{aligned}$$

Untuk data HRSG unit 2 dan 3 dapat dithitung dengan cara yang sama. Berikut tabel hasil perhitungan untuk instalasi HRSG unit 2 dan 3 :

Tabel 4.11 Properties HRSG Unit 2 dan 3

NO	Properties	Satuan	Instalasi Turbin Gas	
			Unit 2	Unit 3
1	Laju aliran massa HP Steam ( $\dot{m}_{18b}$ dan $\dot{m}_{18c}$ )	Kg/s	44,5	45,49

2	Temperatur HP Steam ( $T_{18b}$ dan $T_{18c}$ )	°C	476,06	486,38
3	Tekanan HP Steam ( $P_{18b}$ dan $P_{18c}$ )	kPa	6545	6521
4	Entalpi HP Steam ( $h_{18b}$ dan $h_{18c}$ )	kJ/kg	3358	3383
5	Laju aliran massa HP Feedwater ( $\dot{m}_{HPFW}$ dan $\dot{m}_{HPFW}$ )	Kg/s	41,86	27,61
6	Temperatur HP Feedwater ( $T_{HPFW}$ dan $T_{HPFW}$ )	°C	137,83	137,83
7	Tekanan HP Feedwater ( $P_{HPFW}$ dan $P_{HPFW}$ )	kPa	10629	10629
8	Entalpi HP Feedwater ( $h_{HPFW}$ dan $h_{HPFW}$ )	kJ/kg	586,6	577,6
9	Laju Aliran Massa LP Steam ( $\dot{m}_{11b}$ dan $\dot{m}_{11c}$ )	Kg/s	13,61	13,67
10	Temperatur LP Steam ( $T_{11b}$ dan $T_{11c}$ )	°C	164,23	160,23
11	Tekanan LP Steam ( $P_{11b}$ dan $P_{11c}$ )	kPa	635	624
12	Entalpi LP Steam ( $h_{11b}$ dan $h_{11c}$ )	kJ/kg	2766,54	2758,06
13	Laju Aliran Massa LP Feedwater ( $\dot{m}_{11b}$ dan $\dot{m}_{11c}$ )	Kg/s	13,96	14,13
14	Temperatur LP Feedwater ( $T_{11b}$ dan $T_{11c}$ )	°C	135,12	137,12

15	Tekanan LP Feedwater ( $P_{11b}$ dan $P_{11c}$ )	kPa	1606	1606
16	Entalpi LP Feedwater ( $h_{11b}$ dan $h_{11c}$ )	kJ/kg	569	580,6
17	Laju Aliran Massa Preheater ( $\dot{m}_{preheater}$ )	kPa	54,95	38,99
18	Temperatur Masuk Preheater ( $T_{4b}$ dan $T_{4c}$ )	°C	309,23	309,23
19	Tekanan Masuk Preheater ( $P_{4b}$ dan $P_{4c}$ )	kPa	1280	1280
20	Entalpi Preheater ( $h_{4b}$ dan $h_{4c}$ )	kJ/kg	152,9	152,9
21	Laju Aliran Massa Flue Gas GT 1.1 ( $\dot{m}_{fluegas}$ )	Kg/s	434,48	439,14
22	<i>HRSG Inlet Flue Gas Specific Heat</i>	kJ/kg.°C	1,104	1,105
23	<i>HRSG Outlet Flue Gas Specific Heat</i>	kJ/kg.°C	1,064	1,064
24	<i>HRSG Inlet Flue Gas Temperature</i>	°C	513,096	519,688
25	<i>HRSG Outlet Flue Gas Temperature</i>	°C	121,7	118,2

Tabel 4.12 Hasil Perhitungan HRSG Unit 2 dan 3

NO	Properties	Satuan	Instalasi HRSG	
			Unit 2	Unit 3
1	Energi Panas yang Diserap Bagian Tekanan Tinggi ( $\dot{Q}_{HP}$ )	kW	124875,27	137968,92
2	Energi Panas yang Diserap Bagian Tekanan Rendah ( $\dot{Q}_{LP}$ )	kW	29733,28	29501,61
2	Energi Panas pada Preheater ( $\dot{Q}_{preheater}$ )	kW	8402,36	5962,71
3	Energi Panas yang diserap HRSG ( $\dot{Q}_{outHRSG}$ )	kW	146206,19	161507,81
4	Energi Panas yang Masuk HRSG ( $\dot{Q}_{inHRSG}$ )	kW	191276,38	200391,42
5	Efisiensi HRSG	%	77,01	80,60

#### 4.1.3 Perhitungan Daya Pompa Blok 1 PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan

Pada sub bab ini akan dijabarkan cara perhitungan daya pompa blok 1 PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan. Data yang digunakan dalam contoh perhitungan adalah data operasi pompa pada tanggal 14 Juni 2016 pukul 14.30.

Untuk mendapatkan nilai volume spesifik pada setiap keadaan digunakan tabel B.1.4 Buku “*Fundamentals of Thermodynamics*” Karangan Borgnakke dan Sonntag.

**a. Pompa CEP (*Condensate Extraction Pump*)**

Tabel 4.13 Properties Pompa CEP

Properties	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	Kondisi
$T_2 = 39,55 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_2 = 167,985 \text{ kPa}$ $P_3 = 1621,356 \text{ kPa}$	$v_2 = 0,001008$	Compressed Liquid

• **Laju Aliran Massa Pompa CEP**

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{CEP} &= \dot{m}_1 + \dot{m}_{make\ up\ water} \\
 &= (189,644 + 1,486) \frac{kg}{s} \\
 &= 191,13 \frac{kg}{s}
 \end{aligned}$$

• **Daya yang Dibutuhkan Pompa CEP**

$$\begin{aligned}
 \dot{W}_{CEP} &= \dot{m}_{CEP} \cdot v_2 \cdot (P_3 - P_2) \\
 &= 191,13 \frac{kg}{s} \cdot 0,001008 \frac{m^3}{kg} \cdot (1621,356 - 167,985) \text{ kPa} \\
 &= 280,005 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

**b. Pompa LP BFP (*Low Pressure Boiler Feed Pump*)**

Tabel 4.14 Properties Pompa LP BFP A

Properties	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	Kondisi
$T_{7a} = 140 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{7a} = 552,43 \text{ kPa}$ $P_{8a} = 1719,42 \text{ kPa}$ $\dot{m}_{LP\ BFP\ A} = 30,788 \text{ Ton/hr}$	$v_7 = 0,001008$	Compressed Liquid

- **Laju Aliran Massa Pompa LP BFP A**

$$\begin{aligned}\dot{m}_{LP\ BFP\ A} &= 30,788 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}} \\ &= 30,788 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}} \cdot \frac{1000\ \text{kg}}{\text{Ton}} \cdot \frac{\text{hr}}{3600\ \text{s}} \\ &= 8,552 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\end{aligned}$$

- **Daya yang Dibutuhkan Pompa LP BFP A**

$$\begin{aligned}\dot{W}_{LP\ BFP\ A} &= \dot{m}_{LP\ BFP\ A} \cdot v_7 \cdot (P_{8a} - P_{7a}) \\ &= 8,552 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 0,001008 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \cdot (1719,42 - 552,43)\ \text{kPa} \\ &= 10,059\ \text{kW}\end{aligned}$$

Tabel 4.15 Properties Pompa LP BFP C

Properties	$v$ ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )	Kondisi
$T_{7c} = 139\ ^\circ\text{C}$ $P_{7c} = 552,43\ \text{kPa}$ $P_{8c} = 1768,46\ \text{kPa}$ $\dot{m}_{LP\ BFP\ C} = 45,72\ \text{Ton/hr}$	$v_7 = 0,001079$	Compressed Liquid

- **Laju Aliran Massa Pompa LP BFP C**

$$\begin{aligned}\dot{m}_{LP\ BFP\ C} &= 45,72 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}} \\ &= 45,72 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}} \cdot \frac{1000\ \text{kg}}{\text{Ton}} \cdot \frac{\text{hr}}{3600\ \text{s}} \\ &= 12,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\end{aligned}$$

- **Daya yang Dibutuhkan Pompa LP BFP C**

$$\begin{aligned}\dot{W}_{LP\ BFP\ C} &= \dot{m}_{LP\ BFP\ C} \cdot v_7 \cdot (P_{8c} - P_{7c}) \\ &= 12,7 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 0,001079 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \cdot (1768,46 - 552,43)\ \text{kPa} \\ &= 16,66\ \text{kW}\end{aligned}$$

**c. Pompa HP BFP (*High Pressure Boiler Feed Pump*)**

Tabel 4.16 Properties Pompa HP BFP A

Properties	v (m <sup>3</sup> /kg)	Kondisi
$T_{13a} = 140\text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{13a} = 531,33\text{ kPa}$ $P_{14a} = 10301,33\text{ kPa}$ $\dot{m}_{HP\ BFP\ A} = 129,50\text{ Ton/hr}$	$v_{13} = 0,00108$	Compressed Liquid

• **Laju Aliran Massa Pompa HP BFP A**

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{HP\ BFP\ A} &= 129,50 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}} \\
 &= 129,50 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}} \cdot \frac{1000\text{ kg}}{\text{Ton}} \cdot \frac{\text{hr}}{3600\text{ s}} \\
 &= 35,97 \frac{\text{kg}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

• **Daya yang Dibutuhkan Pompa HP BFP A**

$$\begin{aligned}
 \dot{W}_{HP\ BFP\ A} &= \dot{m}_{HP\ BFP\ A} \cdot v_{13} \cdot (P_{14a} - P_{13a}) \\
 &= 35,97 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 0,00108 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \cdot (10301,33 - 531,33) \\
 &\quad \text{kPa} \\
 &= 379,54\text{ kW}
 \end{aligned}$$

Tabel 4.17 Properties Pompa HP BFP B

Properties	v (m <sup>3</sup> /kg)	Kondisi
$T_{13b} = 140\text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{13b} = 551,33\text{ kPa}$ $P_{14b} = 10301,33\text{ kPa}$ $\dot{m}_{HP\ BFP\ B} = 200,37\text{ Ton/hr}$	$v_{13} = 0,001079$	Compressed Liquid



- **Laju Aliran Massa Pompa HP BFP B**

$$\begin{aligned}\dot{m}_{HP\ BFP\ B} &= 200,37 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}} \\ &= 200,37 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}} \cdot \frac{1000\ \text{kg}}{\text{Ton}} \cdot \frac{\text{hr}}{3600\ \text{s}} \\ &= 55,659 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\end{aligned}$$

- **Daya yang Dibutuhkan Pompa HP BFP B**

$$\begin{aligned}\dot{W}_{HP\ BFP\ B} &= \dot{m}_{HP\ BFP\ B} \cdot v_{13} \cdot (P_{14b} - P_{13b}) \\ &= 55,659 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 0,001079 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \cdot (10301,33 - \\ &\quad 551,33) \text{ kPa} \\ &= 585,54 \text{ kW}\end{aligned}$$

Tabel 4.18 Properties Pompa HP BFP C

Properties	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	Kondisi
$T_{13c} = 138\ ^\circ\text{C}$ $P_{13c} = 541,33\ \text{kPa}$ $P_{14c} = 10101,33\ \text{kPa}$ $\dot{m}_{HP\ BFP\ C} = 82,19\ \text{Ton/hr}$	$v_{13} = 0,001078$	Compressed Liquid

- **Laju Aliran Massa Pompa HP BFP C**

$$\begin{aligned}\dot{m}_{HP\ BFP\ C} &= 82,19 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}} \\ &= 82,19 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}} \cdot \frac{1000\ \text{kg}}{\text{Ton}} \cdot \frac{\text{hr}}{3600\ \text{s}} \\ &= 22,83 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\end{aligned}$$

- **Daya yang Dibutuhkan Pompa HP BFP C**

$$\begin{aligned}\dot{W}_{HP\ BFP\ C} &= \dot{m}_{HP\ BFP\ C} \cdot v_{13} \cdot (P_{14c} - P_{13c}) \\ &= 22,83 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 0,001078 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \cdot (10101,33 - 541,33) \\ &\quad \text{kPa} \\ &= 235,27 \text{ kW}\end{aligned}$$

**d. Pompa HP BCP (*High Pressure Boiler Circulation Pump*)**

Tabel 4.19 Properties Pompa HP BCP B HRSG 1.1

Properties	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	Kondisi
$T_{24b} = 275 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{24b} = 6475,65 \text{ kPa}$ $P_{25b} = 6965,98 \text{ kPa}$ $\dot{m}_{HP\ BCP\ B} = 345,31 \text{ Ton/hr}$	$v_{24} = 0,001315$	Compressed Liquid

• **Laju Aliran Massa Pompa HP BCP B HRSG 1.1**

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{HP\ BCP\ B} &= 345,31 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}} \\
 &= 345,31 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}} \cdot \frac{1000 \text{ kg}}{\text{Ton}} \cdot \frac{\text{hr}}{3600 \text{ s}} \\
 &= 95,91 \frac{\text{kg}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

• **Daya yang Dibutuhkan Pompa HP BCP B HRSG 1.1**

$$\begin{aligned}
 \dot{W}_{HP\ BCP\ B} &= \dot{m}_{HP\ BCP\ B} \cdot v_{24} \cdot (P_{25b} - P_{24b}) \\
 &= 95,91 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 0,001315 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \cdot (6965,98 - 6475,65) \\
 &\quad \text{kPa} \\
 &= 61,84 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Tabel 4.20 Properties Pompa HP BCP A HRSG 1.2

Properties	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	Kondisi
$T_{24a} = 251,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{24a} = 6475,65 \text{ kPa}$ $P_{25a} = 6769,85 \text{ kPa}$ $\dot{m}_{HP\ BCP\ A} = 345,65 \text{ Ton/hr}$	$v_{24} = 0,00125$	Compressed Liquid

- **Laju Aliran Massa Pompa HP BCP A HRSG 1.2**

$$\begin{aligned}\dot{m}_{HP\ BCP\ A} &= 345,65 \frac{Ton}{hr} \\ &= 345,65 \frac{Ton}{hr} \cdot \frac{1000\ kg}{Ton} \cdot \frac{hr}{3600\ s} \\ &= 96,014 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

- **Daya yang Dibutuhkan Pompa HP BCP A HRSG 1.2**

$$\begin{aligned}\dot{W}_{HP\ BCP\ A} &= \dot{m}_{HP\ BCP\ A} \cdot v_{24} \cdot (P_{25b} - P_{24b}) \\ &= 96,014 \frac{kg}{s} \cdot 0,00125 \frac{m^3}{kg} \cdot (6769,85 - 6475,65)\ kPa \\ &= 35,30\ kW\end{aligned}$$

Tabel 4.21 Properties Pompa HP BCP B HRSG 1.3

Properties	$v$ ( $m^3/kg$ )	Kondisi
$T_{24b} = 271\ ^\circ C$ $P_{24b} = 6867,92\ kPa$ $P_{25b} = 6965,98\ kPa$ $\dot{m}_{HP\ BCP\ B} = 348,372\ Ton/hr$	$v_{24} = 0,001302$	Compressed Liquid

- **Laju Aliran Massa Pompa HP BCP B HRSG 1.3**

$$\begin{aligned}\dot{m}_{HP\ BCP\ B} &= 348,372 \frac{Ton}{hr} \\ &= 348,372 \frac{Ton}{hr} \cdot \frac{1000\ kg}{Ton} \cdot \frac{hr}{3600\ s} \\ &= 96,77 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

- **Daya yang Dibutuhkan Pompa HP BCP B HRSG 1.3**

$$\begin{aligned}\dot{W}_{HP\ BCP\ B} &= \dot{m}_{HP\ BCP\ B} \cdot v_{24} \cdot (P_{25b} - P_{24b}) \\ &= 96,77 \frac{kg}{s} \cdot 0,001302 \frac{m^3}{kg} \cdot (6965,98 - 6867,92)\ kPa \\ &= 12,35\ kW\end{aligned}$$

**e. Pompa LP BCP (*Low Pressure Boiler Circulation Pump*)**

Tabel 4.22 Properties Pompa LP BCP B HRSG 1.1

Properties	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	Kondisi
$T_{22b} = 121,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{22b} = 738,76 \text{ kPa}$ $P_{23b} = 905,47 \text{ kPa}$ $\dot{m}_{HP\ BCP\ B} = 88,308 \text{ Ton/hr}$	$v_{22} = 0,001061$	Compressed Liquid

• **Laju Aliran Massa Pompa LP BCP B HRSG 1.1**

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{LP\ BCP\ B} &= 88,308 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}} \\
 &= 88,308 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}} \cdot \frac{1000 \text{ kg}}{\text{Ton}} \cdot \frac{\text{hr}}{3600 \text{ s}} \\
 &= 24,53 \frac{\text{kg}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

• **Daya yang Dibutuhkan Pompa LP BCP B HRSG 1.1**

$$\begin{aligned}
 \dot{W}_{LP\ BCP\ B} &= \dot{m}_{LP\ BCP\ B} \cdot v_{22} \cdot (P_{23b} - P_{22b}) \\
 &= 24,53 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 0,001061 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \cdot (905,47 - 738,76) \\
 &\quad \text{kPa} \\
 &= 4,338 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Tabel 4.23 Properties Pompa LP BCP B HRSG 1.2

Properties	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	Kondisi
$T_{22b} = 109 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{22b} = 846,63 \text{ kPa}$ $P_{23b} = 895,66 \text{ kPa}$ $\dot{m}_{LP\ BCP\ B} = 89,28 \text{ Ton/hr}$	$v_{22} = 0,00105$	Compressed Liquid

- **Laju Aliran Massa Pompa LP BCP B HRSG 1.2**

$$\begin{aligned}\dot{m}_{LP\ BCP\ B} &= 89,28 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}} \\ &= 89,28 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}} \cdot \frac{1000\ \text{kg}}{\text{Ton}} \cdot \frac{\text{hr}}{3600\ \text{s}} \\ &= 24,8 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\end{aligned}$$

- **Daya yang Dibutuhkan Pompa LP BCP B HRSG 1.2**

$$\begin{aligned}\dot{W}_{LP\ BCP\ B} &= \dot{m}_{LP\ BCP\ B} \cdot v_{22} \cdot (P_{23b} - P_{22b}) \\ &= 24,8 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 0,00105 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \cdot (895,66 - 846,63)\ \text{kPa} \\ &= 1,276\ \text{kW}\end{aligned}$$

Tabel 4.24 Properties Pompa LP BCP A HRSG 1.3

Properties	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	Kondisi
$T_{22a} = 115,2\ ^\circ\text{C}$ $P_{22a} = 748,56\ \text{kPa}$ $P_{23a} = 856,44\ \text{kPa}$ $\dot{m}_{LP\ BCP\ A} = 88,80\ \text{Ton/hr}$	$v_{22} = 0,001056$	Compressed Liquid

- **Laju Aliran Massa Pompa LP BCP A HRSG 1.3**

$$\begin{aligned}\dot{m}_{LP\ BCP\ B} &= 88,80 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}} \\ &= 88,80 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}} \cdot \frac{1000\ \text{kg}}{\text{Ton}} \cdot \frac{\text{hr}}{3600\ \text{s}} \\ &= 24,669 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\end{aligned}$$

- **Daya yang Dibutuhkan Pompa LP BCP A HRSG 1.3**

$$\begin{aligned}\dot{W}_{LP\ BCP\ A} &= \dot{m}_{LP\ BCP\ A} \cdot v_{22} \cdot (P_{23b} - P_{22b}) \\ &= 24,669 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 0,001056 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \cdot (856,44 - 748,56)\ \text{kPa} \\ &= 2,81\ \text{kW}\end{aligned}$$

- **Daya Total Pompa**

$$\begin{aligned}\Sigma \dot{W}_{\text{Pompa}} &= \Sigma \dot{W}_{\text{CEP}} + \Sigma \dot{W}_{\text{LP BFP}} + \Sigma \dot{W}_{\text{HP BFP}} + \\ &\quad \Sigma \dot{W}_{\text{HP BCP}} + \Sigma \dot{W}_{\text{LP BCP}} \\ &= (280 \text{ kW}) + (26,723 \text{ kW}) + (1200,37 \text{ kW}) + \\ &\quad (109,505 \text{ kW}) + (8,425 \text{ kW}) \\ &= 1625,02 \text{ kW}\end{aligned}$$

#### 4.1.4 Perhitungan Performa Turbin Uap Blok 1 PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan

Pada sub bab ini akan dijabarkan cara perhitungan performa turbin uap blok 1 PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan. Data yang digunakan adalah data operasi turbin uap pada beban 160 MW pada tanggal 14 Juni 2016 pukul 14.30.

- a. **High Pressure Turbine (Turbin Uap Tekanan Tinggi)**

Uap bertekanan tinggi yang dihasilkan oleh 3 HRSG (*HP Steam*) kemudian dimanfaatkan untuk menggerakkan turbin uap tekanan tinggi (*HP Turbine*). Dengan menggunakan persamaan kesetimbangan energi dengan asumsi reversibel adiabatik yaitu tidak adanya kerja, perpindahan kalor yang melewati volume atur serta mengabaikan energi potensial dan kinetik sehingga persamaannya menjadi sebagai berikut :

$$\cancel{\dot{Q}_{CV}} + \dot{m} \left( \cancel{h_i} + \cancel{\frac{v_i^2}{2}} + \cancel{gZ_i} \right) = \dot{m} \left( \cancel{h_e} + \cancel{\frac{v_e^2}{2}} + \cancel{gZ_e} \right) + \cancel{\dot{W}_{CV}}$$

$$\Sigma \dot{m}_i \dot{h}_i = \Sigma \dot{m}_e \dot{h}_e$$

- **Mencari Nilai Entalpi Kondisi Masuk HP Turbin**

Dari persamaan diatas maka dapat digunakan untuk mendapat entalpi kondisi masuk Turbin Uap Tekanan Tinggi.

$$\dot{m}_{19} h_{19} = \dot{m}_{18a} h_{18a} + \dot{m}_{18b} h_{18b} + \dot{m}_{18c} h_{18c}$$

$$\begin{aligned}
 h_{19} &= \frac{\dot{m}_{18a}h_{18a} + \dot{m}_{18b}h_{18b} + \dot{m}_{18c}h_{18c}}{\dot{m}_{19}} \\
 &= \frac{44,59 \frac{kg}{s} \cdot 3385 \frac{kJ}{kg} + 44,5 \frac{kg}{s} \cdot 3358 \frac{kJ}{kg} + 45,49 \frac{kg}{s} \cdot 3383 \frac{kJ}{kg}}{44,59 \frac{kg}{s} + 44,5 \frac{kg}{s} + 45,49 \frac{kg}{s}} \\
 &= 3375,396 \frac{kJ}{kg}
 \end{aligned}$$

- **Mencari Nilai Entropi dan Temperatur Kondisi Masuk HP Turbin**

Diketahui :

$$P_{19(gauge)} = 63,835 \frac{kg}{cm^2} = 6260,07 \text{ kPa}$$

$$P_{19(abs)} = 101,325 \text{ kPa} + 6260,07 \text{ kPa} = 6361,395 \text{ kPa}$$

Untuk mendapatkan nilai entropi dan temperatur digunakan tabel B.1.3 Buku “*Fundamentals of Thermodynamics*” Karangan Borgnakke dan Sonntag sehingga didapatkan  $S_{19} = 6,793 \frac{kJ}{kg \text{ K}}$  dan  $T_{19} = 482,4 \text{ }^\circ\text{C}$ .

- **Mencari Kondisi Isentropis dan Entalpi Keluar HP Turbin**

Diketahui :

$$P_{20(abs)} = 519,752 \text{ kPa} = 5,19 \text{ bar}$$

Untuk mendapatkan nilai  $S_f$  dan  $S_g$  maka dapat menggunakan tabel B.1.2 Buku “*Fundamentals of Thermodynamics*” Karangan Borgnakke dan Sonntag.

$$\text{Dikarenakan isentropis maka } S_{19} = S_{20s} = 6,793 \frac{kJ}{kg \text{ K}}.$$

$$x \text{ (quality)} = \frac{S_{20s} - S_{f20s}}{S_{g20s} - S_{f20s}}$$

$$x \text{ (quality)} = \frac{6,793 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} - 1,8746 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}}{6,8091 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} - 1,8746 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}}$$

$$x \text{ (quality)} = 0,996 \text{ (Saturated Vapor)}$$

$$h_{20s} = h_{f20s} + x_{20s} \cdot h_{fg20s}$$

$$h_{20s} = 646,22 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 0,996 \cdot 2104,115 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{20s} = 2744 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

- **Mencari Kondisi Aktual Keluar HP Turbin**

Diketahui :

$$P_{20} \text{ (abs)} = 519,752 \text{ kPa} = 5,19 \text{ bar}$$

$$T_{20} = 183 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Untuk mendapatkan nilai  $S_f$  dan  $S_g$  maka dapat menggunakan tabel B.1.3 Buku “*Fundamentals of Thermodynamics*” Karangan Borgnakke dan Sonntag. sehingga didapatkan  $h_{20} = 2817 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$  dan  $S_{20} = 6,961 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$ .

- **Mencari Daya yang Dihasilkan HP Turbin**

$$\dot{W}_{HPT} = \dot{m}_{19} (h_{19} - h_{20})$$

$$= 134,588 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (3375,396 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 2871 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}})$$

$$= 75153,86 \text{ kW} = 75,153 \text{ MW}$$

- **Mencari Efisiensi Isentropis HP Turbin**

$$\eta_{isentropisHPT} = \frac{h_{19} - h_{20}}{h_{19} - h_{20s}} \times 100 \%$$



$$\begin{aligned}
&= \frac{3375,396 \frac{kJ}{kg} - 2871 \frac{kJ}{kg}}{3375,396 \frac{kJ}{kg} - 2744 \frac{kJ}{kg}} \times 100 \% \\
&= 88,43 \%
\end{aligned}$$

**b. Low Pressure Turbine (Turbin Uap Tekanan Rendah)**

Uap bertekanan rendah yang dihasilkan oleh 3 HRSG (*LP Steam*) kemudian dimanfaatkan untuk menggerakkan turbin uap tekanan rendah (*LP Turbine*). Diasumsikan pada kondisi dalam keadaan reversibel adiabatik.

- **Mencari Nilai Entalpi Kondisi Masuk LP Turbin dari LP Steam**

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{12} h_{12} &= \dot{m}_{11a} h_{11a} + \dot{m}_{11b} h_{11b} + \dot{m}_{11c} h_{11c} \\
h_{12} &= \frac{\dot{m}_{11a} h_{11a} + \dot{m}_{11b} h_{11b} + \dot{m}_{11c} h_{11c}}{\dot{m}_{12}} \\
&= \frac{13,79056 \frac{kg}{s} \cdot 2765 \frac{kJ}{kg} + 13,619 \frac{kg}{s} \cdot 2767 \frac{kJ}{kg} + 13,67 \frac{kg}{s} \cdot 2758,065 \frac{kJ}{kg}}{13,79056 \frac{kg}{s} + 13,619 \frac{kg}{s} + 13,67 \frac{kg}{s}} \\
&= 2763,35 \frac{kJ}{kg}
\end{aligned}$$

- **Mencari Laju Aliran Massa Masuk LP Turbin**

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{21} &= \dot{m}_{12} + \dot{m}_{20} \\
&= 41,07556 \frac{kg}{s} + 112,1 \frac{kg}{s} \\
&= 153,17 \frac{kg}{s}
\end{aligned}$$

- **Mencari Nilai Entalpi Kondisi Masuk LP Turbin**

Uap bertekanan rendah yang dihasilkan oleh HRSG serta uap yang keluar dari HP Turbin kemudian dimanfaatkan untuk menggerakkan LP Turbin.

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{21}h_{21} &= \dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_{20}h_{20} \\
h_{21} &= \frac{\dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_{20}h_{20}}{\dot{m}_{21}} \\
&= \\
&\frac{41,0795 \frac{kg}{s} \cdot 2070,675 \frac{kJ}{kg} + 112,1 \frac{kg}{s} \cdot 2817 \frac{kJ}{kg}}{153,17 \frac{kg}{s}} \\
&= 2802,61 \frac{kJ}{kg}
\end{aligned}$$

- **Mencari Nilai Entropi dan Temperatur Kondisi Masuk LP Turbin**

Diketahui :

$$P_{21(\text{gauge})} = 509,382 \text{ kPa}$$

$$P_{21(\text{abs})} = 101,325 \text{ kPa} + 509,382 \text{ kPa} = 610,707 \text{ kPa}$$

Untuk mendapatkan nilai entropi dan temperatur digunakan tabel B.1.3 Buku “*Fundamentals of Thermodynamics*” Karangan Borgnakke dan Sonntag sehingga didapatkan  $S_{21} = 6,863 \frac{kJ}{kg \cdot K}$  dan  $T_{21} = 180,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

- **Mencari Kondisi Isentropis dan Entalpi Keluar LP Turbin**

Diketahui :

$$T_1 = 39,55 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Untuk mendapatkan nilai  $S_f$  dan  $S_g$  maka dapat menggunakan tabel B.1.2 Buku “*Fundamentals of Thermodynamics*” Karangan Borgnakke dan Sonntag.

Dikarenakan isentropis maka  $S_{21} = S_{1s} = 6,863 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ .

$$x \text{ (quality)} = \frac{S_{21} - S_{f1s}}{S_{g1s} - S_{f1s}}$$

$$x \text{ (quality)} = \frac{6,863 \frac{kJ}{kg \cdot K} - 0,5664 \frac{kJ}{kg \cdot K}}{8,2655 \frac{kJ}{kg \cdot K} - 0,5664 \frac{kJ}{kg \cdot K}}$$

$$x \text{ (quality)} = 0,8178 \text{ (Saturated Vapor)}$$

$$P_{1s} = 7,208 \text{ kPa}$$

Mencari harga Enthalpi ( $h_{1s}$ ) pada Tabel A.3 dengan cara :

$$h_{1s} = h_{f20s} + x_{20s} \cdot h_{fg20s}$$

$$h_{1s} = 165,689 \frac{kJ}{kg} + 0,8178 \cdot 2407,77 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{1s} = 2135 \frac{kJ}{kg}$$

- **Mencari Kondisi Aktual Keluar LP Turbin**

Tabel 4.25 Data Design Keluar LP Turbin

Data	Kondisi
$T_{1d} = 42,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{1d} = 8,4239 \text{ kPa}$ $h_{1d} = 2266,4728 \frac{kJ}{kg}$	Saturated Steam (x = 0,8699)

Diketahui :

$$T_1 = 39,55 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$x_1 = 0,8699$$

Untuk mendapatkan nilai  $S_f$  dan  $S_g$  maka dapat menggunakan tabel B.1.1 Buku “*Fundamentals of Thermodynamics*” Karangan Borgnakke dan Sonntag sehingga didapatkan  $h_1 = 2260 \frac{kJ}{kg}$  dan  $S_{20} = 7,264 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ .

- **Mencari Daya yang Dihasilkan LP Turbin**

$$\begin{aligned}\dot{W}_{LPT} &= \dot{m}_{21} (h_{21} - h_1) \\ &= 153,17 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left( 2802,61 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 2260 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \\ &= 83117,31 \text{ kW} = 83,11 \text{ MW}\end{aligned}$$

- **Mencari Efisiensi Isentropis LP Turbin**

$$\begin{aligned}\eta_{isentropisLPT} &= \frac{h_{21} - h_1}{h_{21} - h_{21s}} \times 100 \% \\ &= \frac{2802,61 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 2260 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{2802,61 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 2135 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \times 100 \% \\ &= 81,27 \%\end{aligned}$$

**c. Daya Netto Instalasi Turbin Uap ( $\dot{W}_{STnett}$ )**

Daya netto instalasi turbin uap adalah selisih antara daya yang dihasilkan turbin dengan daya yang dibutuhkan pompa, daya netto selanjutnya digunakan untuk menentukan nilai efisiensi siklus.

$$\begin{aligned}W_{STnett} &= ( \dot{W}_{HPT} + \dot{W}_{LPT} ) - \Sigma \dot{W}_p \\ &= (75153,86 \text{ kW} + 83117,31 \text{ kW}) - 1625,02 \text{ kW} \\ &= 156646,15 \text{ kW} = 156,64 \text{ MW}\end{aligned}$$

**d. Mencari Total Panas yang Diterima HRSG ( $Q_{in}$ )**

$$\begin{aligned}\Sigma \dot{Q}_{in.HRSG} &= \dot{Q}_{in.HRSG 1} + \dot{Q}_{in.HRSG 2} + \dot{Q}_{in.HRSG 3} \\ &= 192496,04 \text{ kW} + 191276,38 \text{ kW} + 200391,42 \text{ kW} \\ &= 584163,85 \text{ kW}\end{aligned}$$

**e. Mencari Efisiensi Siklus Turbin Uap ( $\eta_{siklus}$ )**

Efisiensi siklus turbin uap adalah suatu perhitungan yang menunjukkan kemampuan atau kondisi unit secara keseluruhan didalam menghasilkan daya.

$$\eta_{siklus} = \frac{\dot{W}_{STnett}}{Q_{in}} \times 100 \%$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{156646,15 \frac{kJ}{s}}{584163,85 \frac{kJ}{s}} \times 100 \% \\
 &= 26,81 \%
 \end{aligned}$$

#### **4.1.5 Perhitungan Performa Siklus Gabungan Blok 1 PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan**

Pada sub bab ini akan dijabarkan cara perhitungan performa siklus gabungan blok 1 PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan. Data yang digunakan adalah data operasi beban 100 MW pada tanggal 14 Juni 2016 pukul 14.30.

##### **a. Daya Netto Siklus Gabungan**

Daya netto siklus gabungan adalah daya netto yang dihasilkan turbin gas dan turbin uap. Daya netto ini selanjutnya digunakan untuk menentukan nilai efisiensi siklus gabungan.

$$\begin{aligned}
 \Sigma \dot{W}_{nett.CC} &= \dot{W}_{GT.nett\ 1,2,3} + \dot{W}_{ST.nett} \\
 &= 309201,002 \frac{kJ}{s} + 156646,15 \frac{kJ}{s} \\
 &= 465847,15 \frac{kJ}{s} = 465,84 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

##### **b. Energi Panas yang Masuk Pada Siklus Gabungan**

Energi Panas yang masuk pada siklus gabungan adalah total energi panas yang masuk ke ruang bakar dari semua turbin gas. Energi panas ini selanjutnya digunakan untuk menentukan nilai efisiensi siklus gabungan.

$$\begin{aligned}
 \Sigma \dot{Q}_{in.GT} &= \dot{Q}_{in.GT\ 1} + \dot{Q}_{in.GT\ 2} + \dot{Q}_{in.GT\ 3} \\
 &= 347938,33 \text{ kW} + 343066,81 \text{ kW} + 350251,48 \text{ kW} \\
 &= 1041256,62 \text{ kW} = 1041,25 \text{ MW}
 \end{aligned}$$

**c. Efisiensi Siklus Gabungan**

$$\begin{aligned}\eta_{siklus} &= \frac{\dot{W}_{nett\ CC}}{Q_{in}} \times 100 \% \\ &= \frac{465847,15 \frac{kJ}{s}}{1041256,62 \frac{kJ}{s}} \times 100 \% \\ &= 44,73 \%\end{aligned}$$

**d. Heat Rate Siklus Gabungan**

Banyaknya kalor (kcal) yang dibutuhkan siklus gabungan didalam sistem untuk membangkitkan daya sebesar 1 kWh.

$$\begin{aligned}heat\ rate &= \frac{86000\ Kcal}{1\ Kwh \cdot \eta_{siklus}} \\ &= \frac{86000\ Kcal}{1\ Kwh \cdot 44,73} \\ &= 1922,26 \frac{kcal}{kWh}\end{aligned}$$

**4.2 Analisis Siklus Pembangkit dengan Beban 75 MW**

Setelah dilakukan pengamatan di PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan didapatkan data dan blok diagram *combined cycle* PLTGU blok 1 seperti pada lampiran. Data yang digunakan dalam contoh perhitungan adalah data operasi turbin gas blok 1 pada beban 75 MW, pada tanggal 14 Juni 2016 pukul 09.30.

Tabel 4.26 Properties Instalasi Turbin Gas Beban 75 MW

NO	Properties	Satuan	Nilai
<b>UNIT 1</b>			
1	Daya (W)	MW	75
2	<i>Corrected Power</i>	MW	75,18
3	Kapasitas bahan bakar ( $Q_{bb}$ )	Nm <sup>3</sup> /h	25301,18

4	Temperatur masuk kompresor ( $T_A$ )	K	300,6
5	Tekanan ambient ( $P_A$ )	kPa	101,325
6	Temperatur keluar kompresor ( $T_B$ )	K	648,837
7	Tekanan keluar kompresor ( $P_B$ )	kPa	1023,15
8	Temperatur masuk turbin ( $T_C$ )	K	1387,33
9	Temperatur keluar turbin ( $T_D$ )	K	824,69
10	Tekanan keluar turbin ( $P_D$ )	kPa	103,165
11	<i>Specific Gravity</i>		0,614
12	$\rho_{\text{bahan bakar}}$	Kg/m <sup>3</sup>	0,721
13	HHV	BTU/ ft <sup>3</sup>	1082,16
<b>UNIT 2</b>			
1	Daya (W)	MW	75
2	<i>Corrected Power</i>	MW	75,15
3	Kapasitas bahan bakar ( $Q_{bb}$ )	Nm <sup>3</sup> /h	24904,19
4	Temperatur masuk kompresor ( $T_A$ )	K	301,86
5	Tekanan ambient ( $P_A$ )	kPa	101,325
6	Temperatur keluar kompresor ( $T_B$ )	K	646,74
7	Tekanan keluar kompresor ( $P_B$ )	kPa	1056,49
8	Temperatur masuk turbin ( $T_C$ )	K	1347,16
9	Temperatur keluar turbin ( $T_D$ )	K	794,91
10	Tekanan keluar turbin ( $P_D$ )	kPa	103,165
11	<i>Specific Gravity</i>		0,614
12	$\rho_{\text{bahan bakar}}$	Kg/m <sup>3</sup>	0,718
13	HHV	BTU/ ft <sup>3</sup>	1082,16

UNIT 3			
1	Daya (W)	MW	75
2	<i>Corrected Power</i>	MW	75,207
3	Kapasitas bahan bakar ( $Q_{bb}$ )	Nm <sup>3</sup> /h	25422,65
4	Temperatur masuk kompresor ( $T_A$ )	K	301,02
5	Tekanan ambient ( $P_A$ )	kPa	101,325
6	Temperatur keluar kompresor ( $T_B$ )	K	662,63
7	Tekanan keluar kompresor ( $P_B$ )	kPa	1079,63
8	Temperatur masuk turbin ( $T_C$ )	K	1347,32
9	Temperatur keluar turbin ( $T_D$ )	K	791,037
10	Tekanan keluar turbin ( $P_D$ )	kPa	103,165
11	<i>Specific Gravity</i>		0,614
12	$\rho_{\text{bahan bakar}}$	Kg/m <sup>3</sup>	0,720
13	HHV	BTU/ ft <sup>3</sup>	1082,16

Tabel 4.27 Hasil Perhitungan Instalasi Turbin Gas Beban 75 MW

NO	Properties	Satuan	Nilai
UNIT 1			
1	Laju Aliran Massa Bahan Bakar ( $\dot{m}_{bb}$ )	kg/s	5,069
2	Laju Aliran Massa Udara Total ( $\dot{m}_{\text{udara total}}$ )	kg/s	354,63
3	Laju Aliran Massa Udara Pembakaran ( $\dot{m}_{\text{udara pembakaran}}$ )	kg/s	274,13



4	<i>Air Fuel Ratio</i>	kg udara/kg bahan bakar	54,07
5	Pressure Losses ( $\Delta P$ )	kPa	40,52
6	Cp Campuran	kJ/kg.K	1,273
7	Daya Kompresor ( $\dot{W}_c$ )	kJ/s	124114,24
8	Daya Turbin ( $\dot{W}_t$ )	kJ/s	199977,23
9	Mechanical Losses	kJ/s	1100
10	Daya Netto Instalasi Turbin Gas ( $\dot{W}_{GTnett}$ )	kJ/s	75320,51
11	<i>Specific Fuel Consumption (SFC)</i>	kg/kWh	0,244
12	Efisiensi Turbin	%	99,40
13	Efisiensi Kompresor	%	80,80
14	Panas Masuk ( $Q_{in}$ )	kJ/s	283359,23
15	Efisiensi Siklus	%	26,38
16	<i>Heat Rate</i>	Kcal/kWh	3259,49
17	<i>Work Ratio</i>		0,374
<b>UNIT 2</b>			
1	Laju Aliran Massa Bahan Bakar ( $\dot{m}_{bb}$ )	kg/s	4,96
2	Laju Aliran Massa Udara Total ( $\dot{m}_{udara\ total}$ )	kg/s	366,30
3	Laju Aliran Massa Udara Pembakaran ( $\dot{m}_{udara\ pembakaran}$ )	kg/s	285,34
4	<i>Air Fuel Ratio</i>	kg udara/kg bahan bakar	57,41
5	Pressure Losses ( $\Delta P$ )	kPa	41,84
6	Cp Campuran	kJ/kg.K	1,263

7	Daya Kompresor ( $\dot{W}_c$ )	kJ/s	126963,85
8	Daya Turbin ( $\dot{W}_t$ )	kJ/s	202497,89
9	Mechanical Losses	kJ/s	1100
10	Daya Netto Instalasi Turbin Gas ( $\dot{W}_{GTnett}$ )	kJ/s	74434,04
11	<i>Specific Fuel Consumption (SFC)</i>	kg/kWh	0,240
12	Efisiensi Turbin	%	99,41
13	Efisiensi Kompresor	%	83,49
14	Panas Masuk ( $Q_{in}$ )	kJ/s	278913,13
15	Efisiensi Siklus	%	26,69
16	<i>Heat Rate</i>	Kcal/kWh	3222,52
17	<i>Work Ratio</i>		0,368

### UNIT 3

1	Laju Aliran Massa Bahan Bakar ( $\dot{m}_{bb}$ )	kg/s	5,087
2	Laju Aliran Massa Udara Total ( $\dot{m}_{udara\ total}$ )	kg/s	369,25
3	Laju Aliran Massa Udara Pembakaran ( $\dot{m}_{udara\ pembakaran}$ )	kg/s	295,40
4	<i>Air Fuel Ratio</i>	kg udara/kg bahan bakar	58,06
5	Pressure Losses ( $\Delta P$ )	kPa	42,75
6	Cp Campuran	kJ/kg.K	1,262
7	Daya Kompresor ( $\dot{W}_c$ )	kJ/s	134192,12
8	Daya Turbin ( $\dot{W}_t$ )	kJ/s	210953,04

9	Mechanical Losses	kJ/s	1100
10	Daya Netto Instalasi Turbin Gas ( $\dot{W}_{GTnett}$ )	kJ/s	75560,91
11	<i>Specific Fuel Consumption (SFC)</i>	kg/kWh	0,242
12	Efisiensi Turbin	%	99,41
13	Efisiensi Kompresor	%	80,42
14	Panas Masuk ( $Q_{in}$ )	kJ/s	284719,6
15	Efisiensi Siklus	%	26,57
16	<i>Heat Rate</i>	Kcal/kWh	3236,27
17	<i>Work Ratio</i>		0,359

Tabel 4.28 Properties Instalasi HRSG pada Beban 75 MW

NO	Properties	Satuan	Nilai
<b>UNIT 1</b>			
1	Laju Aliran Massa HP Steam ( $\dot{m}_{18a}$ )	Kg/s	40,48
2	Temperatur HP Steam ( $T_{18a}$ )	°C	502,54
3	Tekanan HP Steam ( $P_{18a}$ )	kPa	5799
4	Entalpi HP Steam ( $h_{18a}$ )	kJ/kg	3431
5	Laju Aliran Massa HP Feedwater ( $\dot{m}_{HPFW}$ )	Kg/s	27,11
6	Temperatur HP Feedwater ( $T_{HPFW}$ )	°C	138,09
7	Tekanan HP Feedwater ( $P_{HPFW}$ )	kPa	11084
8	Entalpi HP Feedwater ( $h_{HPFW}$ )	Kj/kg	588
9	Laju Aliran Massa LP Steam ( $\dot{m}_{11a}$ )	Kg/s	9,913

10	Temperatur LP Steam ( $T_{11a}$ )	°C	163,53
11	Tekanan LP Steam ( $P_{11a}$ )	kPa	654
12	Entalpi LP Steam ( $h_{11a}$ )	kJ/kg	2764,19
13	Laju Aliran Massa LP Feedwater ( $\dot{m}_{LPFW}$ )	Kg/s	10,32
14	Temperatur LP Feedwater ( $T_{LPFW}$ )	°C	135,23
15	Tekanan LP Feedwater ( $P_{LPFW}$ )	kPa	1653
16	Entalpi LP Feedwater ( $h_{LPFW}$ )	Kj/kg	569,5
17	Laju Aliran Massa Preheater ( $\dot{m}_{preheater}$ )	Kg/s	34,59
18	Temperatur Masuk Preheater ( $T_{4a}$ )	°C	306,97
19	Tekanan Masuk Preheater ( $P_{4a}$ )	kPa	1358
20	Entalpi Preheater ( $h_{4a}$ )	kJ/kg	143,6
21	Laju Aliran Massa Flue Gas GT 1.1 ( $\dot{m}_{fluegas}$ )	Kg/s	347,74
22	<i>HRSG Inlet Flue Gas Specific Heat</i>	kJ/kg.°C	1,108
23	<i>HRSG Outlet Flue Gas Specific Heat</i>	kJ/kg.°C	1,064
24	<i>HRSG Inlet Flue Gas Temperature</i>	°C	551,696
25	<i>HRSG Outlet Flue Gas Temperature</i>	°C	124,2
<b>UNIT 2</b>			
1	Laju Aliran Massa HP Steam ( $\dot{m}_{18a}$ )	Kg/s	38,83

2	Temperatur HP Steam ( $T_{18a}$ )	°C	484,01
3	Tekanan HP Steam ( $P_{18a}$ )	kPa	5798
4	Entalpi HP Steam ( $h_{18a}$ )	kJ/kg	3386
5	Laju Aliran Massa HP Feedwater ( $\dot{m}_{HPFW}$ )	Kg/s	41,91
6	Temperatur HP Feedwater ( $T_{HPFW}$ )	°C	138,09
7	Tekanan HP Feedwater ( $P_{HPFW}$ )	kPa	11084
8	Entalpi HP Feedwater ( $h_{HPFW}$ )	Kj/kg	588
9	Laju Aliran Massa LP Steam ( $\dot{m}_{11a}$ )	Kg/s	10,69
10	Temperatur LP Steam ( $T_{11a}$ )	°C	163,3
11	Tekanan LP Steam ( $P_{11a}$ )	kPa	629
12	Entalpi LP Steam ( $h_{11a}$ )	kJ/kg	2765,06
13	Laju Aliran Massa LP Feedwater ( $\dot{m}_{LPFW}$ )	Kg/s	10,92
14	Temperatur LP Feedwater ( $T_{LPFW}$ )	°C	135,23
15	Tekanan LP Feedwater ( $P_{LPFW}$ )	kPa	1653
16	Entalpi LP Feedwater ( $h_{LPFW}$ )	Kj/kg	569,5
17	Laju Aliran Massa Preheater ( $\dot{m}_{preheater}$ )	Kg/s	46,90
18	Temperatur Masuk Preheater ( $T_{4a}$ )	°C	306,97
19	Tekanan Masuk Preheater ( $P_{4a}$ )	kPa	1358
20	Entalpi Preheater ( $h_{4a}$ )	kJ/kg	143,6
21	Laju Aliran Massa Flue Gas GT 1.1 ( $\dot{m}_{fluegas}$ )	Kg/s	360,32
22	<i>HRSO Inlet Flue Gas Specific Heat</i>	kJ/kg.°C	1,105

23	<i>HRSG Outlet Flue Gas Specific Heat</i>	$\text{kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$	1,063
24	<i>HRSG Inlet Flue Gas Temperature</i>	$^{\circ}\text{C}$	521,91
25	<i>HRSG Outlet Flue Gas Temperature</i>	$^{\circ}\text{C}$	115,2
<b>UNIT 3</b>			
1	Laju Aliran Massa HP Steam ( $\dot{m}_{18a}$ )	$\text{Kg/s}$	39,03
2	Temperatur HP Steam ( $T_{18a}$ )	$^{\circ}\text{C}$	487,89
3	Tekanan HP Steam ( $P_{18a}$ )	$\text{kPa}$	5772
4	Entalpi HP Steam ( $h_{18a}$ )	$\text{kJ/kg}$	3401
5	Laju Aliran Massa HP Feedwater ( $\dot{m}_{HPFW}$ )	$\text{Kg/s}$	24,02
6	Temperatur HP Feedwater ( $T_{HPFW}$ )	$^{\circ}\text{C}$	138,09
7	Tekanan HP Feedwater ( $P_{HPFW}$ )	$\text{kPa}$	11084
8	Entalpi HP Feedwater ( $h_{HPFW}$ )	$\text{Kj/kg}$	588
9	Laju Aliran Massa LP Steam ( $\dot{m}_{11a}$ )	$\text{Kg/s}$	10,81
10	Temperatur LP Steam ( $T_{11a}$ )	$^{\circ}\text{C}$	159,24
11	Tekanan LP Steam ( $P_{11a}$ )	$\text{kPa}$	618
12	Entalpi LP Steam ( $h_{11a}$ )	$\text{kJ/kg}$	2756,23
13	Laju Aliran Massa LP Feedwater ( $\dot{m}_{LPFW}$ )	$\text{Kg/s}$	10,95
14	Temperatur LP Feedwater ( $T_{LPFW}$ )	$^{\circ}\text{C}$	135,23
15	Tekanan LP Feedwater ( $P_{LPFW}$ )	$\text{kPa}$	1653
16	Entalpi LP Feedwater ( $h_{LPFW}$ )	$\text{Kj/kg}$	569,5

17	Laju Aliran Massa Preheater ( $\dot{m}_{preheater}$ )	Kg/s	32,42
18	Temperatur Masuk Preheater ( $T_{4a}$ )	°C	306,97
19	Tekanan Masuk Preheater ( $P_{4a}$ )	kPa	1358
20	Entalpi Preheater ( $h_{4a}$ )	kJ/kg	143,6
21	Laju Aliran Massa Flue Gas GT 1.1 ( $\dot{m}_{fluegas}$ )	Kg/s	367,10
22	<i>HRSG Inlet Flue Gas Specific Heat</i>	kJ/kg.°C	1,105
23	<i>HRSG Outlet Flue Gas Specific Heat</i>	kJ/kg.°C	1,064
24	<i>HRSG Inlet Flue Gas Temperature</i>	°C	518,037
25	<i>HRSG Outlet Flue Gas Temperature</i>	°C	114,7

Tabel 4.29 Hasil Perhitungan HRSG pada beban 75 MW

NO	Properties	Satuan	Nilai
<b>UNIT 1</b>			
1	Energi Panas yang Diserap Bagian Tekanan Tinggi ( $\dot{Q}_{HP}$ )	kW	122956,98
2	Energi Panas yang Diserap Bagian Tekanan Rendah ( $\dot{Q}_{LP}$ )	kW	21522,20
2	Energi Panas pada Preheater ( $\dot{Q}_{preheater}$ )	kW	4967,88
3	Energi Panas yang diserap HRSG ( $\dot{Q}_{outHRSG}$ )	kW	139511,30
4	Energi Panas yang Masuk HRSG ( $\dot{Q}_{inHRSG}$ )	kW	172345,20
5	Efisiensi HRSG	%	80,95

UNIT 2			
1	Energi Panas yang Diserap Bagian Tekanan Tinggi ( $\dot{Q}_{HP}$ )	kW	106861,47
2	Energi Panas yang Diserap Bagian Tekanan Rendah ( $\dot{Q}_{LP}$ )	kW	23365,16
2	Energi Panas pada Preheater ( $\dot{Q}_{preheater}$ )	kW	6735,71
3	Energi Panas yang diserap HRSG ( $\dot{Q}_{outHRSG}$ )	kW	123490,92
4	Energi Panas yang Masuk HRSG ( $\dot{Q}_{inHRSG}$ )	kW	168650,89
5	Efisiensi HRSG	%	73,22
UNIT 3			
1	Energi Panas yang Diserap Bagian Tekanan Tinggi ( $\dot{Q}_{HP}$ )	kW	118614,58
2	Energi Panas yang Diserap Bagian Tekanan Rendah ( $\dot{Q}_{LP}$ )	kW	23564,79
2	Energi Panas pada Preheater ( $\dot{Q}_{preheater}$ )	kW	4655,63
3	Energi Panas yang diserap HRSG ( $\dot{Q}_{outHRSG}$ )	kW	137523,74
4	Energi Panas yang Masuk HRSG ( $\dot{Q}_{inHRSG}$ )	kW	168597,77
5	Efisiensi HRSG	%	81,57



Tabel 4.30 Data dan Properties Instalasi Pompa pada Beban 75 MW

Data	Properties	Kondisi
<b>POMPA CEP</b>		
$\dot{m}_{CEP} = 158,688 \text{ kg/s}$ $T_2 = 37,605 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_2 = 167,985 \text{ kPa}$ $P_3 = 1621,356 \text{ kPa}$	$v_2 = 0,001007 \text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid
<b>POMPA LP BFP A</b>		
$\dot{m}_{LP \text{ BFP A}} = 4,989 \text{ kg/s}$ $T_{7a} = 140 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{7a} = 552,44 \text{ kPa}$ $P_{8a} = 1719,45 \text{ kPa}$	$v_{7a} = 0,00108 \text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid
<b>POMPA LP BFP B</b>		
$\dot{m}_{LP \text{ BFP B}} = 8,357 \text{ kg/s}$ $T_{7b} = 139 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{7b} = 542,63 \text{ kPa}$ $P_{8b} = 1748,87 \text{ kPa}$	$v_{7b} = 0,001079 \text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid
<b>POMPA HP BFP A</b>		
$\dot{m}_{HP \text{ BFP A}} = 28,346 \text{ kg/s}$ $T_{13a} = 139 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{13a} = 531,33 \text{ kPa}$ $P_{14b} = 10701,33 \text{ kPa}$	$v_{13a} = 0,00108 \text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid
<b>POMPA HP BFP B</b>		
$\dot{m}_{HP \text{ BFP B}} = 43,585 \text{ kg/s}$ $T_{13b} = 139 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{13b} = 561,33 \text{ kPa}$ $P_{14b} = 10801,33 \text{ kPa}$	$v_{13b} = 0,001079 \text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid

<b>POMPA HP BFP C</b>		
$\dot{m}_{HP\ BFP\ C} = 17,93\text{ kg/s}$ $T_{13c} = 139\text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{13c} = 571,33\text{ kPa}$ $P_{14c} = 10601,33\text{ kPa}$	$v_{13c} = 0,001078\text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid
<b>POMPA HP BCP A</b>		
$\dot{m}_{HP\ BCP\ A} = 97,25\text{ kg/s}$ $T_{24a} = 268,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{24c} = 5004,73\text{ kPa}$ $P_{25a} = 5200,86\text{ kPa}$	$v_{24a} = 0,001258\text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid
<b>POMPA HP BCP B</b>		
$\dot{m}_{HP\ BCP\ B} = 97,25\text{ kg/s}$ $T_{24b} = 245,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{24b} = 4220,18\text{ kPa}$ $P_{25b} = 4612,45\text{ kPa}$	$v_{24b} = 0,001242\text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid
<b>POMPA HP BCP C</b>		
$\dot{m}_{HP\ BCP\ C} = 97,25\text{ kg/s}$ $T_{24c} = 245,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{24c} = 5004,73\text{ kPa}$ $P_{25c} = 5200,86\text{ kPa}$	$v_{24c} = 0,001285\text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid
<b>POMPA LP BCP A</b>		
$\dot{m}_{LP\ BCP\ A} = 24,54\text{ kg/s}$ $T_{22a} = 121,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{22a} = 768,19\text{ kPa}$ $P_{23a} = 876,06\text{ kPa}$	$v_{22a} = 0,001061\text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid
<b>POMPA LP BCP B</b>		
$\dot{m}_{LP\ BCP\ B} = 24,8\text{ kg/s}$ $T_{22b} = 109\text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{22b} = 807,41\text{ kPa}$ $P_{23b} = 817,22\text{ kPa}$	$v_{22b} = 0,00105\text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid
<b>POMPA LP BCP C</b>		

$\dot{m}_{LP\ BCP\ B} = 24,8\text{ kg/s}$ $T_{22b} = 109\text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{22b} = 807,41\text{ kPa}$ $P_{23b} = 817,22\text{ kPa}$	$v_{22c} = 0,001056\text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid
--	---	-------------------

Tabel 4.31 Hasil Perhitungan Instalasi Pompa pada Beban 75 MW

No	Hasil Perhitungan	Satuan	Nilai
1	Daya CEP ( $\dot{W}_{CEP}$ )	kW	232,24
2	Daya LP BFP A ( $\dot{W}_{LP\ BFP\ A}$ )	kW	6,28
3	Daya LP BFP B ( $\dot{W}_{LP\ BFP\ B}$ )	kW	10,87
4	Daya HP BFP A ( $\dot{W}_{HP\ BFP\ A}$ )	kW	311,34
5	Daya HP BFP B ( $\dot{W}_{HP\ BFP\ B}$ )	kW	481,56
6	Daya HP BFP C ( $\dot{W}_{HP\ BFP\ C}$ )	kW	193,86
7	Daya HP BCP A ( $\dot{W}_{HP\ BCP\ A}$ )	kW	23,99
8	Daya HP BCP B ( $\dot{W}_{HP\ BCP\ B}$ )	kW	47,38
9	Daya HP BCP C ( $\dot{W}_{HP\ BCP\ C}$ )	kW	24,33
10	Daya LP BCP A ( $\dot{W}_{LP\ BCP\ A}$ )	kW	2,80
11	Daya LP BCP B ( $\dot{W}_{LP\ BCP\ B}$ )	kW	0,255
12	Daya LP BCP C ( $\dot{W}_{LP\ BCP\ C}$ )	kW	2,55
Daya Total Pompa		kW	1337,51

Tabel 4.32 Data dan Properties Instalasi Turbin Uap pada Beban 75 MW

Data	Properties	Kondisi
<b>Kondisi Masuk HP Turbin</b>		
$\dot{m}_{18a} = 40,483 \text{ kg/s}$ $T_{18a} = 502,54 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{18a} = 5799 \text{ kPa}$	$h_{18a} = 3431 \text{ kJ/kg}$	Superheated
$\dot{m}_{18b} = 38,83 \text{ kg/s}$ $T_{18b} = 484,01 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{18b} = 5798 \text{ kPa}$	$h_{18b} = 3386 \text{ kJ/kg}$	Superheated
$\dot{m}_{18c} = 39,03 \text{ kg/s}$ $T_{18c} = 487,89^{\circ}\text{C}$ $P_{18c} = 5772 \text{ kPa}$	$h_{18c} = 3401 \text{ kJ/kg}$	Superheated
<b>Kondisi Aktual Masuk HP Turbin</b>		
$T_{19} = 491,5^{\circ}\text{C}$ $P_{19} = 5772 \text{ kPa}$	$h_{19} = 3406,34 \text{ kJ/kg}$ $s_{19} = 6,887 \text{ kJ/kg.K}$ $\dot{m}_{19} = 118,34 \text{ kg/s}$	Superheated
<b>Kondisi Isentropis Keluar HP Turbin</b>		
$P_{20} = 421,686 \text{ kPa}$ $s_{19} = s_{20s} = 6,887$ $\text{kJ/kg.K}$	$h_{20s} = 2748 \text{ kJ/kg}$ $T_{20s} = 148,5^{\circ}\text{C}$	Superheated
<b>Kondisi Aktual Keluar HP Turbin</b>		
$T_{20} = 179^{\circ}\text{C}$ $P_{20} = 421,686 \text{ kPa}$	$h_{20} = 2815 \text{ kJ/kg}$ $s_{20} = 7,049 \text{ kJ/kg.K}$	Superheated
<b>Kondisi Masuk LP Turbin</b>		

$\dot{m}_{11a} = 9,913 \text{ kg/s}$ $T_{11a} = 163,53 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{11a} = 654 \text{ kPa}$	$h_{11a} = 2764 \text{ kJ/kg}$	Superheated
$\dot{m}_{11b} = 10,699 \text{ kg/s}$ $T_{11b} = 163,53 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{11b} = 629 \text{ kPa}$	$h_{11b} = 2765 \text{ kJ/kg}$	Superheated
$\dot{m}_{11b} = 10,813 \text{ kg/s}$ $T_{11b} = 159,24 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{11b} = 618 \text{ kPa}$	$h_{11c} = 2756,2 \text{ kJ/kg}$	Superheated
<b>Kondisi Aktual Masuk LP Turbin</b>		
$T_{21} = 175,8^{\circ}\text{C}$ $P_{21} = 513,204 \text{ kPa}$	$h_{12} = 2761,66 \text{ kJ/kg}$ $\dot{m}_{12} = 31,42 \text{ kg/s}$ $\dot{m}_{20} = 95,7 \text{ kg/s}$ $\dot{m}_{21} = 127,12 \text{ kg/s}$ $h_{21} = 2801,81 \text{ kJ/kg}$	Superheated
<b>Kondisi Isentropis Keluar LP Turbin</b>		
$T_1 = 37,6^{\circ}\text{C}$ $s_{21} = s_{1s} = 6,934$ $\text{kJ/kg.K}$	$h_{1s} = 2145 \text{ kJ/kg}$ $P_{1s} = 6,49 \text{ kPa}$ $x_{1s} = 0,8237$	Saturated Vapor
<b>Data Design Keluar LP Turbin</b>		
$T_{1d} = 40,4^{\circ}\text{C}$ $P_{1d} = 7,541 \text{ kPa}$ $h_{1d} = 2277,76 \text{ kJ/kg}$	$x_{1d} = 0,8765 \text{ kPa}$	Saturated Vapor
<b>Kondisi Aktual Keluar LP Turbin</b>		
$T_1 = 37,6^{\circ}\text{C}$ $x_1 = 0,8765 \text{ kPa}$	$h_1 = 2272 \text{ kJ/kg}$ $s_1 = 7,344 \text{ kJ/kg.K}$	Saturated Vapor

Tabel 4.33 Hasil Perhitungan Instalasi Turbin Uap pada Beban 75 MW

No	Hasil Perhitungan	Satuan	Nilai
1	Daya HP Turbin ( $\dot{W}_{HPT}$ )	kW	69981,03
2	Daya LP Turbin ( $\dot{W}_{LP\ BFP\ A}$ )	kW	67353,31
3	Efisiensi Isentropik HP Turbin ( $\eta_{HPT}$ )	%	89,82
4	Efisiensi Isentropik LP Turbin ( $\eta_{LPT}$ )	%	80,66
5	Daya Netto Instalasi Turbin Uap ( $\dot{W}_{Nett.ST}$ )	kW	135996,84
6	Efisiensi Siklus	%	26,68
7	Heat Rate	Kcal/kWh	3222,50

Tabel 4.34 Hasil Perhitungan Instalasi Gabungan pada Beban 75 MW

No	Hasil Perhitungan	Satuan	Nilai
1	Daya Netto Instalasi Gabungan Turbin ( $\dot{W}_{net.cc}$ )	kW	360854,79
2	Panas Total yang Diberikan Bahan Bakar ( $\dot{Q}_{in.cc}$ )	kW	846991,97
3	Efisiensi Siklus Gabungan ( $\eta_{cc}$ )	%	42,60
4	Heat Rate Instalasi Gabungan	Kcal/kWh	2018,57

### 4.3 Analisis Siklus Pembangkit dengan Beban 50 MW

Setelah dilakukan pengamatan di PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan didapatkan data dan blok diagram *combined cycle* PLTGU blok 1 seperti pada lampiran. Data yang digunakan dalam contoh perhitungan adalah data operasi turbin gas blok 1 pada beban 50 MW, pada tanggal 14 Juni 2016 pukul 11.00.

Tabel 4.35 Properties Instalasi Turbin Gas Beban 50 MW

NO	Properties	Satuan	Nilai
<b>UNIT 1</b>			
1	Daya (W)	MW	50
2	<i>Corrected Power</i>	MW	50,06
3	Kapasitas bahan bakar ( $Q_{bb}$ )	Nm <sup>3</sup> /h	19791,50
4	Temperatur masuk kompresor ( $T_A$ )	K	300,92
5	Tekanan ambient ( $P_A$ )	kPa	101,325
6	Temperatur keluar kompresor ( $T_B$ )	K	634,523
7	Tekanan keluar kompresor ( $P_B$ )	kPa	926,064
8	Temperatur masuk turbin ( $T_C$ )	K	1252,61
9	Temperatur keluar turbin ( $T_D$ )	K	762,06
10	Tekanan keluar turbin ( $P_D$ )	kPa	102,969
11	<i>Specific Gravity</i>		0,614
12	$\rho_{\text{bahan bakar}}$	Kg/m <sup>3</sup>	0,720
13	HHV	BTU/ ft <sup>3</sup>	1082,16
<b>UNIT 2</b>			
1	Daya (W)	MW	50
2	<i>Corrected Power</i>	MW	49,88
3	Kapasitas bahan bakar ( $Q_{bb}$ )	Nm <sup>3</sup> /h	19547,61

4	Temperatur masuk kompresor ( $T_A$ )	K	302,08
5	Tekanan ambient ( $P_A$ )	kPa	101,325
6	Temperatur keluar kompresor ( $T_B$ )	K	629,94
7	Tekanan keluar kompresor ( $P_B$ )	kPa	942,83
8	Temperatur masuk turbin ( $T_C$ )	K	1225,57
9	Temperatur keluar turbin ( $T_D$ )	K	742,528
10	Tekanan keluar turbin ( $P_D$ )	kPa	102,969
11	<i>Specific Gravity</i>		0,614
12	$\rho_{\text{bahan bakar}}$	Kg/m <sup>3</sup>	0,717
13	HHV	BTU/ ft <sup>3</sup>	1082,16
<b>UNIT 3</b>			
1	Daya (W)	MW	50
2	<i>Corrected Power</i>	MW	49,912
3	Kapasitas bahan bakar ( $Q_{bb}$ )	Nm <sup>3</sup> /h	19961,81
4	Temperatur masuk kompresor ( $T_A$ )	K	301,26
5	Tekanan ambient ( $P_A$ )	kPa	101,325
6	Temperatur keluar kompresor ( $T_B$ )	K	648,879
7	Tekanan keluar kompresor ( $P_B$ )	kPa	989,121
8	Temperatur masuk turbin ( $T_C$ )	K	1213,01
9	Temperatur keluar turbin ( $T_D$ )	K	726,835
10	Tekanan keluar turbin ( $P_D$ )	kPa	102,969
11	<i>Specific Gravity</i>		0,614
12	$\rho_{\text{bahan bakar}}$	Kg/m <sup>3</sup>	0,719
13	HHV	BTU/ ft <sup>3</sup>	1082,16



Tabel 4.36 Hasil Perhitungan Instalasi Turbin Gas Beban 50 MW

NO	Properties	Satuan	Nilai
<b>UNIT 1</b>			
1	Laju Aliran Massa Bahan Bakar ( $\dot{m}_{bb}$ )	kg/s	3,96
2	Laju Aliran Massa Udara Total ( $\dot{m}_{udara\ total}$ )	kg/s	332,18
3	Laju Aliran Massa Udara Pembakaran ( $\dot{m}_{udara\ pembakaran}$ )	kg/s	262,42
4	<i>Air Fuel Ratio</i>	kg udara/kg bahan bakar	66,24
5	Pressure Losses ( $\Delta P$ )	kPa	38,99
6	Cp Campuran	kJ/kg.K	1,241
7	Daya Kompresor ( $\dot{W}_c$ )	kJ/s	111371,02
8	Daya Turbin ( $\dot{W}_t$ )	kJ/s	162168,90
9	Mechanical Losses	kJ/s	1100
10	Daya Netto Instalasi Turbin Gas ( $\dot{W}_{GTnett}$ )	kJ/s	49697,88
11	<i>Specific Fuel Consumption (SFC)</i>	kg/kWh	0,287
12	Efisiensi Turbin	%	99,43
13	Efisiensi Kompresor	%	79,53
14	Panas Masuk ( $Q_{in}$ )	kJ/s	221653,88
15	Efisiensi Siklus	%	22,42
16	<i>Heat Rate</i>	Kcal/kWh	3835,62
17	<i>Work Ratio</i>		0,306

UNIT 2			
1	Laju Aliran Massa Bahan Bakar ( $\dot{m}_{bb}$ )	kg/s	3,897
2	Laju Aliran Massa Udara Total ( $\dot{m}_{udara\ total}$ )	kg/s	340,965
3	Laju Aliran Massa Udara Pembakaran ( $\dot{m}_{udara\ pembakaran}$ )	kg/s	269,36
4	<i>Air Fuel Ratio</i>	kg udara/kg bahan bakar	69,105
5	Pressure Losses ( $\Delta P$ )	kPa	39,69
6	Cp Campuran	kJ/kg.K	1,235
7	Daya Kompresor ( $\dot{W}_c$ )	kJ/s	112347,88
8	Daya Turbin ( $\dot{W}_t$ )	kJ/s	163016,224
9	Mechanical Losses	kJ/s	1100
10	Daya Netto Instalasi Turbin Gas ( $\dot{W}_{GT\ nett}$ )	kJ/s	49568,339
11	<i>Specific Fuel Consumption (SFC)</i>	kg/kWh	0,283
12	Efisiensi Turbin	%	99,43
13	Efisiensi Kompresor	%	82,13
14	Panas Masuk ( $Q_{in}$ )	kJ/s	218922,40
15	Efisiensi Siklus	%	22,64
16	<i>Heat Rate</i>	Kcal/kWh	3798,26
17	<i>Work Ratio</i>		0,304
UNIT 3			
1	Laju Aliran Massa Bahan Bakar ( $\dot{m}_{bb}$ )	kg/s	3,99

2	Laju Aliran Massa Udara Total ( $\dot{m}_{udara\ total}$ )	kg/s	360,17
3	Laju Aliran Massa Udara Pembakaran ( $\dot{m}_{udara\ pembakaran}$ )	kg/s	291,38
4	<i>Air Fuel Ratio</i>	kg udara/kg bahan bakar	73,006
5	Pressure Losses ( $\Delta P$ )	kPa	41,64
6	Cp Campuran	kJ/kg.K	1,23
7	Daya Kompresor ( $\dot{W}_c$ )	kJ/s	125830,46
8	Daya Turbin ( $\dot{W}_t$ )	kJ/s	176634,46
9	Mechanical Losses	kJ/s	1100
10	Daya Netto Instalasi Turbin Gas ( $\dot{W}_{GT\ nett}$ )	kJ/s	49704
11	<i>Specific Fuel Consumption</i> ( <i>SFC</i> )	kg/kWh	0,289
12	Efisiensi Turbin	%	99,45
13	Efisiensi Kompresor	%	79,51
14	Panas Masuk ( $Q_{in}$ )	kJ/s	223561,21
15	Efisiensi Siklus	%	22,23
16	<i>Heat Rate</i>	Kcal/kWh	3868,15
17	<i>Work Ratio</i>		0,281

Tabel 4.37 Properties Instalasi HRSG pada Beban 50 MW

NO	Properties	Satuan	Nilai
<b>UNIT 1</b>			
1	Laju Aliran Massa HP Steam ( $\dot{m}_{18a}$ )	Kg/s	32,04

2	Temperatur HP Steam ( $T_{18a}$ )	°C	468,52
3	Tekanan HP Steam ( $P_{18a}$ )	kPa	4514
4	Entalpi HP Steam ( $h_{18a}$ )	kJ/kg	3366
5	Laju Aliran Massa HP Feedwater ( $\dot{m}_{HPFW}$ )	Kg/s	21,91
6	Temperatur HP Feedwater ( $T_{HPFW}$ )	°C	138,58
7	Tekanan HP Feedwater ( $P_{HPFW}$ )	kPa	11556
8	Entalpi HP Feedwater ( $h_{HPFW}$ )	Kj/kg	590,4
9	Laju Aliran Massa LP Steam ( $\dot{m}_{11a}$ )	Kg/s	8,6425
10	Temperatur LP Steam ( $T_{11a}$ )	°C	163,2
11	Tekanan LP Steam ( $P_{11a}$ )	kPa	650
12	Entalpi LP Steam ( $h_{11a}$ )	kJ/kg	2762,95
13	Laju Aliran Massa LP Feedwater ( $\dot{m}_{LPFW}$ )	Kg/s	8,41
14	Temperatur LP Feedwater ( $T_{LPFW}$ )	°C	135,36
15	Tekanan LP Feedwater ( $P_{LPFW}$ )	kPa	1669
16	Entalpi LP Feedwater ( $h_{LPFW}$ )	Kj/kg	570,1
17	Laju Aliran Massa Preheater ( $\dot{m}_{preheater}$ )	Kg/s	28,574
18	Temperatur Masuk Preheater ( $T_{4a}$ )	°C	305,19
19	Tekanan Masuk Preheater ( $P_{4a}$ )	kPa	1418
20	Entalpi Preheater ( $h_{4a}$ )	kJ/kg	136,2

21	Laju Aliran Massa Flue Gas GT 1.1 ( $\dot{m}_{fluegas}$ )	Kg/s	327,94
22	HRSG Inlet Flue Gas Specific Heat	kJ/kg.°C	489,06
23	HRSG Outlet Flue Gas Specific Heat	kJ/kg.°C	124,7
24	HRSG Inlet Flue Gas Temperature	°C	1,102
25	HRSG Outlet Flue Gas Temperature	°C	1,064
<b>UNIT 2</b>			
1	Laju Aliran Massa HP Steam ( $\dot{m}_{18a}$ )	Kg/s	31,42
2	Temperatur HP Steam ( $T_{18a}$ )	°C	44,43
3	Tekanan HP Steam ( $P_{18a}$ )	kPa	4521
4	Entalpi HP Steam ( $h_{18a}$ )	kJ/kg	3310
5	Laju Aliran Massa HP Feedwater ( $\dot{m}_{HPFW}$ )	Kg/s	33,47
6	Temperatur HP Feedwater ( $T_{HPFW}$ )	°C	138,58
7	Tekanan HP Feedwater ( $P_{HPFW}$ )	kPa	11556
8	Entalpi HP Feedwater ( $h_{HPFW}$ )	Kj/kg	590,4
9	Laju Aliran Massa LP Steam ( $\dot{m}_{11a}$ )	Kg/s	9,235
10	Temperatur LP Steam ( $T_{11a}$ )	°C	163
11	Tekanan LP Steam ( $P_{11a}$ )	kPa	627
12	Entalpi LP Steam ( $h_{11a}$ )	kJ/kg	2764
13	Laju Aliran Massa LP Feedwater ( $\dot{m}_{LPFW}$ )	Kg/s	9,14
14	Temperatur LP Feedwater ( $T_{LPFW}$ )	°C	135,36

15	Tekanan LP Feedwater ( $P_{LPFW}$ )	kPa	1669
16	Entalpi LP Feedwater ( $h_{LPFW}$ )	Kj/kg	570,1
17	Laju Aliran Massa Preheater ( $\dot{m}_{preheater}$ )	Kg/s	38,43
18	Temperatur Masuk Preheater ( $T_{4a}$ )	°C	305,13
19	Tekanan Masuk Preheater ( $P_{4a}$ )	kPa	1418
20	Entalpi Preheater ( $h_{4a}$ )	kJ/kg	135,9
21	Laju Aliran Massa Flue Gas GT 1.1 ( $\dot{m}_{fluegas}$ )	Kg/s	336,86
22	<i>HRSG Inlet Flue Gas Specific Heat</i>	kJ/kg.°C	469,528
23	<i>HRSG Outlet Flue Gas Specific Heat</i>	kJ/kg.°C	118,4
24	<i>HRSG Inlet Flue Gas Temperature</i>	°C	1,1
25	<i>HRSG Outlet Flue Gas Temperature</i>	°C	1,064
<b>UNIT 3</b>			
1	Laju Aliran Massa HP Steam ( $\dot{m}_{18a}$ )	Kg/s	30,7
2	Temperatur HP Steam ( $T_{18a}$ )	°C	437,67
3	Tekanan HP Steam ( $P_{18a}$ )	kPa	4488
4	Entalpi HP Steam ( $h_{18a}$ )	kJ/kg	3294
5	Laju Aliran Massa HP Feedwater ( $\dot{m}_{HPFW}$ )	Kg/s	18,86
6	Temperatur HP Feedwater ( $T_{HPFW}$ )	°C	138,58
7	Tekanan HP Feedwater ( $P_{HPFW}$ )	kPa	11556
8	Entalpi HP Feedwater ( $h_{HPFW}$ )	Kj/kg	590,4

9	Laju Aliran Massa LP Steam ( $\dot{m}_{11a}$ )	Kg/s	9,53
10	Temperatur LP Steam ( $T_{11a}$ )	°C	158,91
11	Tekanan LP Steam ( $P_{11a}$ )	kPa	616
12	Entalpi LP Steam ( $h_{11a}$ )	kJ/kg	2755,61
13	Laju Aliran Massa LP Feedwater ( $\dot{m}_{LPFW}$ )	Kg/s	9,55
14	Temperatur LP Feedwater ( $T_{LPFW}$ )	°C	135,36
15	Tekanan LP Feedwater ( $P_{LPFW}$ )	kPa	1669
16	Entalpi LP Feedwater ( $h_{LPFW}$ )	Kj/kg	570,1
17	Laju Aliran Massa Preheater ( $\dot{m}_{preheater}$ )	Kg/s	26,38
18	Temperatur Masuk Preheater ( $T_{4a}$ )	°C	305,13
19	Tekanan Masuk Preheater ( $P_{4a}$ )	kPa	1418
20	Entalpi Preheater ( $h_{4a}$ )	kJ/kg	135,9
21	Laju Aliran Massa Flue Gas GT 1.1 ( $\dot{m}_{fluegas}$ )	Kg/s	357,61
22	<i>HRSG Inlet Flue Gas Specific Heat</i>	kJ/kg.°C	453,83
23	<i>HRSG Outlet Flue Gas Specific Heat</i>	kJ/kg.°C	119,9
24	<i>HRSG Inlet Flue Gas Temperature</i>	°C	1,098
25	<i>HRSG Outlet Flue Gas Temperature</i>	°C	1,063

Tabel 4.38 Hasil Perhitungan HRSG pada beban 50 MW

NO	Properties	Satuan	Nilai
<b>UNIT 1</b>			
1	Energi Panas yang Diserap Bagian Tekanan Tinggi ( $\dot{Q}_{HP}$ )	kW	94931,35
2	Energi Panas yang Diserap Bagian Tekanan Rendah ( $\dot{Q}_{LP}$ )	kW	19080,45
2	Energi Panas pada Preheater ( $\dot{Q}_{preheater}$ )	kW	3891,87
3	Energi Panas yang diserap HRSG ( $\dot{Q}_{outHRSG}$ )	kW	110119,92
4	Energi Panas yang Masuk HRSG ( $\dot{Q}_{inHRSG}$ )	kW	136562,87
5	Efisiensi HRSG	%	80,64
<b>UNIT 2</b>			
1	Energi Panas yang Diserap Bagian Tekanan Tinggi ( $\dot{Q}_{HP}$ )	kW	84263,94
2	Energi Panas yang Diserap Bagian Tekanan Rendah ( $\dot{Q}_{LP}$ )	kW	20313,87
2	Energi Panas pada Preheater ( $\dot{Q}_{preheater}$ )	kW	5223,84
3	Energi Panas yang diserap HRSG ( $\dot{Q}_{outHRSG}$ )	kW	99353,97
4	Energi Panas yang Masuk HRSG ( $\dot{Q}_{inHRSG}$ )	kW	134670,22
5	Efisiensi HRSG	%	73,78



UNIT 3			
1	Energi Panas yang Diserap Bagian Tekanan Tinggi ( $\dot{Q}_{HP}$ )	kW	89990,2
2	Energi Panas yang Diserap Bagian Tekanan Rendah ( $\dot{Q}_{LP}$ )	kW	20822,52
2	Energi Panas pada Preheater ( $\dot{Q}_{preheater}$ )	kW	3585,87
3	Energi Panas yang diserap HRSG ( $\dot{Q}_{outHRSG}$ )	kW	107226,85
4	Energi Panas yang Masuk HRSG ( $\dot{Q}_{inHRSG}$ )	kW	135055,23
5	Efisiensi HRSG	%	79,39

Tabel 4.39 Data dan Properties Instalasi Pompa pada Beban 50 MW

Data	Properties	Kondisi
<b>POMPA CEP</b>		
$\dot{m}_{CEP} = 125,788 \text{ kg/s}$ $T_2 = 36,862 \text{ }^\circ\text{C}$ $P_2 = 167,985 \text{ kPa}$ $P_3 = 1562,53 \text{ kPa}$	$v_2 = 0,001008 \text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid
<b>POMPA LP BFP A</b>		
$\dot{m}_{LP BFP A} = 3,8 \text{ kg/s}$ $T_{7a} = 140 \text{ }^\circ\text{C}$ $P_{7a} = 562,24 \text{ kPa}$ $P_{8a} = 1739,06 \text{ kPa}$	$v_{7a} = 0,00108 \text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid
<b>POMPA LP BFP B</b>		
$\dot{m}_{LP BFP B} = 6,64 \text{ kg/s}$ $T_{7b} = 139 \text{ }^\circ\text{C}$ $P_{7b} = 542,63 \text{ kPa}$ $P_{8b} = 1748,87 \text{ kPa}$	$v_{7b} = 0,001079 \text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid

<b>POMPA HP BFP A</b>		
$\dot{m}_{HP\ BFP\ A} = 19,39\text{ kg/s}$ $T_{13a} = 140\text{ °C}$ $P_{13a} = 526,33\text{ kPa}$ $P_{14b} = 10701,33\text{ kPa}$	$v_{13a} = 0,00108\text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid
<b>POMPA HP BFP B</b>		
$\dot{m}_{HP\ BFP\ B} = 28,2\text{ kg/s}$ $T_{13b} = 139\text{ °C}$ $P_{13b} = 551,33\text{ kPa}$ $P_{14b} = 10901,33\text{ kPa}$	$v_{13b} = 0,001079\text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid
<b>POMPA HP BFP C</b>		
$\dot{m}_{HP\ BFP\ C} = 11,64\text{ kg/s}$ $T_{13c} = 138\text{ °C}$ $P_{13c} = 541,33\text{ kPa}$ $P_{14c} = 10801,33\text{ kPa}$	$v_{13c} = 0,001078\text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid
<b>POMPA HP BCP A</b>		
$\dot{m}_{HP\ BCP\ A} = 95,91\text{ kg/s}$ $T_{24a} = 275\text{ °C}$ $P_{24c} = 7162,22\text{ kPa}$ $P_{25a} = 7358,36\text{ kPa}$	$v_{24a} = 0,001315\text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid
<b>POMPA HP BCP B</b>		
$\dot{m}_{HP\ BCP\ B} = 96,01\text{ kg/s}$ $T_{24b} = 251,6\text{ °C}$ $P_{24b} = 6769,95\text{ kPa}$ $P_{25b} = 6966,09\text{ kPa}$	$v_{24b} = 0,00125\text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid
<b>POMPA HP BCP C</b>		
$\dot{m}_{HP\ BCP\ C} = 96,77\text{ kg/s}$ $T_{24c} = 271\text{ °C}$ $P_{24c} = 6868,02\text{ kPa}$ $P_{25c} = 6966,09\text{ kPa}$	$v_{24c} = 0,001302\text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid

POMPA LP BCP A		
$\dot{m}_{LP\ BCP\ A} = 24,53\text{ kg/s}$ $T_{22a} = 121,5\text{ °C}$ $P_{22a} = 768,19\text{ kPa}$ $P_{23a} = 895,68\text{ kPa}$	$v_{22a} = 0,001061\text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid
POMPA LP BCP B		
$\dot{m}_{LP\ BCP\ B} = 24,8\text{ kg/s}$ $T_{22b} = 109\text{ °C}$ $P_{22b} = 827,03\text{ kPa}$ $P_{23b} = 856,45\text{ kPa}$	$v_{22b} = 0,00105\text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid
POMPA LP BCP C		
$\dot{m}_{LP\ BCP\ B} = 24,669\text{ kg/s}$ $T_{22b} = 115,2\text{ °C}$ $P_{22b} = 748,57\text{ kPa}$ $P_{23b} = 758,38\text{ kPa}$	$v_{22c} = 0,001056\text{ m}^3/\text{kg}$	Compressed Liquid

Tabel 4.40 Hasil Perhitungan Instalasi Pompa pada Beban 50 MW

No	Hasil Perhitungan	Satuan	Nilai
1	Daya CEP ( $\dot{W}_{CEP}$ )	kW	176,82
2	Daya LP BFP A ( $\dot{W}_{LP\ BFP\ A}$ )	kW	4,82
3	Daya LP BFP B ( $\dot{W}_{LP\ BFP\ B}$ )	kW	8,64
4	Daya HP BFP A ( $\dot{W}_{HP\ BFP\ A}$ )	kW	213,07
5	Daya HP BFP B ( $\dot{W}_{HP\ BFP\ B}$ )	kW	314,92
6	Daya HP BFP C ( $\dot{W}_{HP\ BFP\ C}$ )	kW	128,74
7	Daya HP BCP A ( $\dot{W}_{HP\ BCP\ A}$ )	kW	24,73
8	Daya HP BCP B ( $\dot{W}_{HP\ BCP\ B}$ )	kW	23,53

9	Daya HP BCP C ( $\dot{W}_{HP\ BCP\ C}$ )	kW	12,35
10	Daya LP BCP A ( $\dot{W}_{LP\ BCP\ A}$ )	kW	3,31
11	Daya LP BCP B ( $\dot{W}_{LP\ BCP\ B}$ )	kW	0,766
12	Daya LP BCP C ( $\dot{W}_{LP\ BCP\ C}$ )	kW	0,255
<b>Daya Total Pompa</b>		kW	912,01

Tabel 4.41 Data dan Properties Instalasi Turbin Uap pada Beban 50 MW

Data	Properties	Kondisi
<b>Kondisi Masuk HP Turbin</b>		
$\dot{m}_{18a} = 32,047\text{ kg/s}$ $T_{18a} = 468,52\text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{18a} = 4514\text{ kPa}$	$h_{18a} = 3366\text{ kJ/kg}$	Superheated
$\dot{m}_{18b} = 31,427\text{ kg/s}$ $T_{18b} = 444,43\text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{18b} = 4521\text{ kPa}$	$h_{18b} = 3310\text{ kJ/kg}$	Superheated
$\dot{m}_{18c} = 30,7\text{ kg/s}$ $T_{18c} = 437,67\text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{18c} = 4488\text{ kPa}$	$h_{18c} = 3294\text{ kJ/kg}$	Superheated
<b>Kondisi Aktual Masuk HP Turbin</b>		
$T_{19} = 453,30^{\circ}\text{C}$ $P_{19} = 4379,47\text{ kPa}$	$h_{19} = 3323,84\text{ kJ/kg}$ $s_{19} = 6,887\text{ kJ/kg.K}$ $\dot{m}_{19} = 94,174\text{ kg/s}$	Superheated

<b>Kondisi Isentropis Keluar HP Turbin</b>		
$P_{20} = 333,426 \text{ kPa}$ $s_{19} = s_{20s} = 6,887 \text{ kJ/kg.K}$	$h_{20s} = 2702 \text{ kJ/kg}$ $T_{20s} = 137,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Superheated
<b>Kondisi Aktual Keluar HP Turbin</b>		
$T_{20} = 159^{\circ}\text{C}$ $P_{20} = 333,426 \text{ kPa}$	$h_{20} = 2778 \text{ kJ/kg}$ $s_{20} = 7,07 \text{ kJ/kg.K}$	Superheated
<b>Kondisi Masuk LP Turbin</b>		
$\dot{m}_{11a} = 8,642 \text{ kg/s}$ $T_{11a} = 163,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{11a} = 650 \text{ kPa}$	$h_{11a} = 2763 \text{ kJ/kg}$	Superheated
$\dot{m}_{11b} = 9,235 \text{ kg/s}$ $T_{11b} = 163 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{11b} = 627 \text{ kPa}$	$h_{11b} = 2764 \text{ kJ/kg}$	Superheated
$\dot{m}_{11c} = 9,53 \text{ kg/s}$ $T_{11c} = 158,91 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $P_{11c} = 616 \text{ kPa}$	$h_{11c} = 2755,6 \text{ kJ/kg}$	Superheated
<b>Kondisi Aktual Masuk LP Turbin</b>		
$T_{21} = 160,4^{\circ}\text{C}$ $P_{21} = 434,75 \text{ kPa}$	$h_{12} = 2760,76 \text{ kJ/kg}$ $\dot{m}_{12} = 27,41 \text{ kg/s}$ $\dot{m}_{20} = 74,3 \text{ kg/s}$ $\dot{m}_{21} = 101,71 \text{ kg/s}$ $h_{21} = 2773,35 \text{ kJ/kg}$	Superheated
<b>Kondisi Isentropis Keluar LP Turbin</b>		
$T_1 = 36,86^{\circ}\text{C}$	$h_{1s} = 2143 \text{ kJ/kg}$ $P_{1s} = 6,233 \text{ kPa}$	Saturated Vapor

$s_{21} = s_{1s} = 6,943$ kJ/kg.K	$x_{1s} = 0,8234$	
<b>Data Design Keluar LP Turbin</b>		
$T_{1d} = 38,2^{\circ}\text{C}$ $P_{1d} = 6,69 \text{ kPa}$ $h_{1d} = 2273,58 \text{ kJ/kg}$	$x_{1d} = 0,8767 \text{ kPa}$	Saturated Vapor
<b>Kondisi Aktual Keluar LP Turbin</b>		
$T_1 = 36,86^{\circ}\text{C}$ $x_1 = 0,8767 \text{ kPa}$	$h_1 = 2271 \text{ kJ/kg}$ $s_1 = 7,357 \text{ kJ/kg.K}$	Saturated Vapor

Tabel 4.42 Hasil Perhitungan Instalasi Turbin Uap pada Beban 50 MW

No	Hasil Perhitungan	Satuan	Nilai
1	Daya HP Turbin ( $\dot{W}_{HPT}$ )	kW	51404,13
2	Daya LP Turbin ( $\dot{W}_{LP \text{ BFP A}}$ )	kW	51094,99
3	Efisiensi Isentropik HP Turbin ( $\eta_{HPT}$ )	%	87,77
4	Efisiensi Isentropik LP Turbin ( $\eta_{LPT}$ )	%	79,69
5	Daya Netto Instalasi Turbin Uap ( $\dot{W}_{Nett.ST}$ )	kW	102499,12
6	Efisiensi Siklus	%	25,22
7	Heat Rate	Kcal/kWh	3408,86

Tabel 4.43 Hasil Perhitungan Instalasi Gabungan pada Beban 50 MW

No	Hasil Perhitungan	Satuan	Nilai
1	Daya Netto Instalasi Gabungan Turbin ( $\dot{W}_{net.cc}$ )	kW	251469,937
2	Panas Total yang Diberikan Bahan Bakar ( $\dot{Q}_{in.cc}$ )	kW	664137,50
3	Efisiensi Siklus Gabungan ( $\eta_{cc}$ )	%	37,86
4	Heat Rate Instalasi Gabungan	Kcal/kWh	2271,27

#### 4.4 Pembahasan Performa Siklus Gabungan dengan Variasi Beban Turbin Gas dalam Bentuk Tabel

Untuk mempermudah pembacaan dan perbandingan maka pada tabel dibawah ini diperlihatkan parameter pendukung dan parameter utama performa siklus gabungan blok 1 PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan dapat dilihat pada tabel 4.44 berikut :

Tabel 4.44 Parameter Pendukung Performa Siklus Gabungan

Turbin Gas Unit 1.1					
Beban GT	$\dot{W}_{GTnet}$ (kJ/s)	$\eta_{siklus}$ (%)	$SFC$ (kg/kWh)	Work Ratio	Heat Rate (kcal/kWh)
50 MW	49697,88	22,42	0,287	0,306	3835,62
75 MW	74762,99	26,38	0,244	0,374	3259,49
100 MW	104559,70	30,05	0,215	0,385	2861,78
Turbin Gas Unit 1.2					
50 MW	49568,33	22,64	0,283	0,304	3798,26
75 MW	74434,04	26,69	0,240	0,368	3222,52
100 MW	103145,21	30,07	0,214	0,385	2860,41

Turbin Gas Unit 1.3					
50 MW	49704	22,23	0,289	0,281	3868,15
75 MW	75660,91	26,57	0,242	0,359	3236,27
100 MW	101496,07	28,98	0,222	0,367	2967,76
HRSG					
Beban GT	Efisiensi (%)				
	Unit 1.1		Unit 1.2		Unit 1.3
50 MW	80,64		73,78		79,39
75 MW	80,95		73,22		81,57
100 MW	81,72		76,44		80,60
Turbin Uap					
Beban GT	$\dot{W}_{STnett}$ (kj/s)	Efisiensi (%)		Heat Rate (kcal/kWh)	
50 MW	102499,71	25,22		3408,86	
75 MW	135996,84	26,68		3222,50	
100 MW	156646,15	26,81		3207,10	

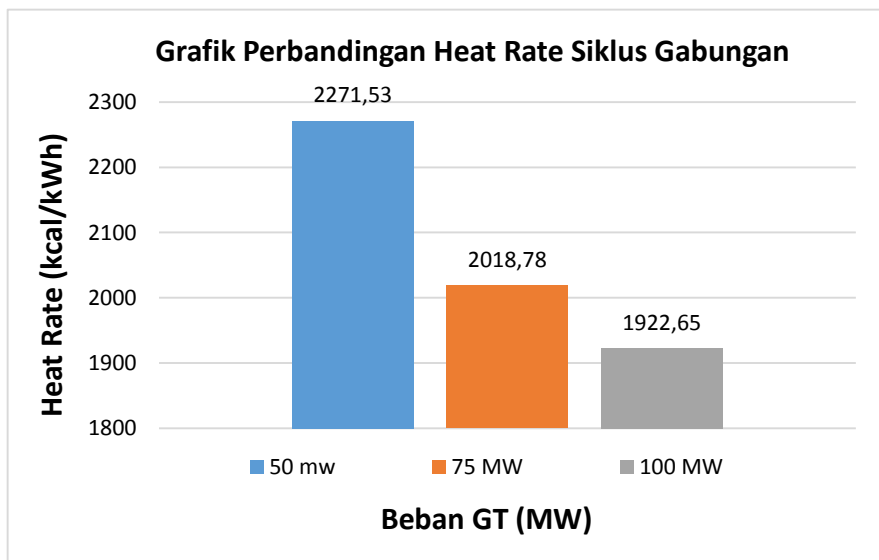
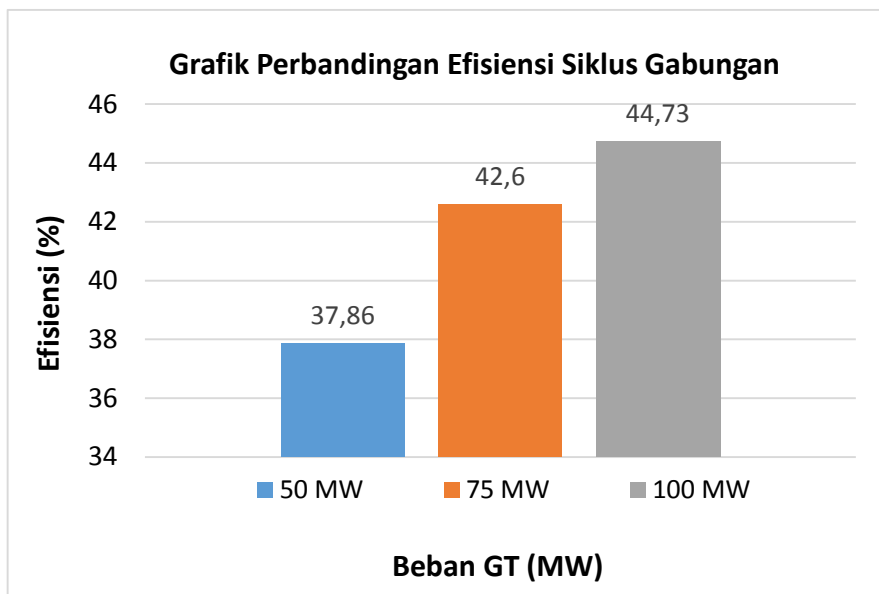
Tabel 4.45 Parameter Utama Performa Siklus Gabungan

Beban GT (MW)	Efisiensi (%)	Heat Rate (kcal/kWh)
50 MW	37,86	2271,27
75 MW	42,60	2018,57
100 MW	44,73	1922,26

#### 4.5 Pembahasan Performa Siklus Gabungan dengan Variasi Beban pada Turbin Gas dalam Bentuk Grafik

Parameter Utama Perhitungan performa siklus gabungan blok 1 PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan dapat dilihat pada grafik 4.1 berikut :





**Gambar 4.1** Grafik Pengaruh Variasi Beban Turbin Gas terhadap Performa Siklus Gabungan

Perhitungan Performa siklus gabungan dipengaruhi oleh daya netto yang dihasilkan oleh turbin gas dan turbin uap serta total energi panas didapatkan dari ruang bakar di turbin gas. Alasan energi panas diambil dari ruang bakar di turbin gas karena terjadi proses pembakaran antara bahan bakar gas alam dengan udara yang dihisap kompresor.

Pada turbin gas, beban yang semakin naik mengakibatkan efisiensi siklus turbin gas naik. Ini disebabkan semakin tinggi beban turbin gas yang diberikan maka semakin tinggi pula kerja kompresor serta kerja turbin yang mengakibatkan daya netto instalasi turbin gas meningkat. Dengan naiknya kerja turbin, maka temperatur masuk turbin (TIT), tekanan di ruang bakar serta laju aliran bahan bakar juga akan naik. Selain itu, semakin tinggi beban turbin gas pula mengakibatkan konsumsi bahan bakar spesifik (SFC) semakin menurun dikarenakan faktor kelebihan udara (*excess air*) proses pembakaran semakin kecil sehingga proses pembakaran bahan bakar menjadi lebih sempurna yang mengakibatkan energi panas di ruang bakar ( $Q_{in}$ ) semakin besar. Dengan bertambahnya energi panas di ruang bakar maka meningkatkan efisiensi siklus turbin gas.

Untuk mengoptimalkan efisiensi, maka PLTGU memanfaatkan gas buang (*flue gas*) dari turbin gas untuk memanaskan air di *tube-tube* HRSG menjadi uap yang selanjutnya digunakan untuk menggerakkan sudu turbin uap. Pada turbin uap, beban tidak bervariasi (tetap) namun mengikuti gas buang yang berasal dari turbin gas. Semakin tinggi laju aliran gas buang dari turbin gas (*flue gas*) maka pemanasan air menjadi uap semakin optimal sehingga meningkatkan nilai kalor di HRSG ( $Q_{in}$ ). Semakin banyak uap yang dihasilkan oleh HRSG maka daya netto yang dihasilkan baik turbin uap tekanan tinggi maupun tekanan rendah akan meningkat sehingga akan meningkatkan efisiensi siklus turbin uap.

Ketika mengacu pada efisiensi termal pembangkit, produsen sering menggunakan *heat rate* daripada efisiensi dalam bentuk persen. Alasannya adalah *heat rate* dapat digunakan untuk mengevaluasi biaya bahan bakar secara langsung biasanya harga bahan bakar dalam bentuk (*Poundsterling/dollars*) per satuan energi listrik (kW).

Dari grafik pada gambar 4.1 dijelaskan bahwa beban 1 adalah beban 50 MW, dimana pada beban ini efisiensi siklus gabungan berada pada nilai terendah yaitu 37,86 % namun untuk nilai *heat rate* berada pada tingkat tertinggi yaitu 2271,53 kcal/kWh. Beban 2 adalah beban 75 MW, dengan nilai efisiensi siklus gabungan sebesar 42,6 % dan nilai *heat rate* sebesar 2018,78 kcal/kWh. Beban 3 adalah beban 100 MW, dimana beban efisiensi siklus gabungan berada pada tingkat tertinggi yaitu 44,73 % dan nilai *heat rate* sebesar 1922,65 kcal/kwh.

## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1 Kesimpulan**

Dari hasil perhitungan dan analisis pengaruh variasi beban turbin gas terhadap performa siklus gabungan PLTGU blok 1 PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Efisiensi siklus gabungan naik dengan bertambahnya beban turbin gas. Efisiensi siklus tertinggi terjadi pada beban 100 MW yaitu 44,73 % dan efisiensi siklus terendah terjadi pada beban 50 MW yaitu 37,86 %.
2. *Heat Rate* siklus gabungan turun dengan bertambahnya beban turbin gas. *Heat Rate* tertinggi terjadi pada beban 50 MW yaitu 2271,53 kcal/kWh dan *heat rate* terendah terjadi pada beban 100 MW yaitu 1922,65 kcal/kWh.

#### **5.2 Saran**

Berdasarkan perhitungan, analisis, dan kesimpulan dapat diambil beberapa saran yang ditujukan kepada PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan dan untuk penelitian selanjutnya.

- PLTGU PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan
  1. Perlu dipasang alat ukur yang terdapat di peralatan yang ada di dalam turbin gas. Salah satunya pemberian termokopel yang dipasang di aliran pembuangan ruang bakar pada turbin gas untuk mengetahui temperatur gas buang masuk ke turbin/*Turbine Inlet Temperature* (TIT). Pemberian ini diharapkan dapat mengetahui temperatur yang diijinkan untuk memasuki turbin agar material dari turbin tetap terjaga.
  2. Perlu dilakukan perhitungan performa secara rutin dan spesifik oleh pihak PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan agar performanya terjaga dengan baik.

3. Perlu perawatan komponen-komponen PLTGU yang baik secara berkala guna menjaga performa dalam keadaan optimal.
- Untuk penelitian selanjutnya
    1. Perhitungan pengaruh variasi beban terhadap konfigurasi pengoperasian (3-3-1, 2-2-1, 1-1-1) perlu dipelajari dan dikaji agar dapat diketahui performa PLTGU yang lebih optimal.
    2. Perlu dikaji kembali pengaruh *overhaul* baik *major inspection*, *turbine inspection* maupun *combustion inspection* pada turbin gas terhadap performa siklus gabungan.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Aziz, Amiral. 2006. **Pengaruh Variasi Beban PLTG terhadap Kinerja HRSG dari PLTGU**. MESIN, 8(2), 109-120
- [2] Borgnakke, C & Sonntag, R. 2009. **Fundamentals of Thermodynamics Seventh Edition**. Michigan: John Wiley & Sons, Inc.
- [3] Cohen, H & Rogers, GFC. 1996. **Gas Turbine Theory Fourth Edition**. England: Longman Group Limited.
- [4] Engineering Toolbox, 2003. **Gases – Specific Gravities**. Diakses [https://www.engineeringtoolbox.com/specific-gravities-gases-d\\_334.html](https://www.engineeringtoolbox.com/specific-gravities-gases-d_334.html) pada Mei 2018 jam 18.34 WIB
- [5] Firecontrolman, 2013. **Axial Flow Compressor**. Diakses <http://firecontrolman.tpub.com/14104/css/Axial-Flow-Compressor-91.htm> pada Juni 2018 jam 19.45 WIB
- [6] Gusnita, Novi. 2017. **Analisa Efisiensi dan Pemanfaatan Gas Buang Turbin Gas Alsthom pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas Kapasitas 20 MW**. Sains, Teknologi dan Industri, 14(2), 209-218
- [7] Habiba, Syahrir. 2006. **Analisis Efektifitas Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) pada PT. Energi Sengkang**. ILTEK, I(2), 124-140
- [8] Ilmar, Anwar. 2012. **Analisis Unjuk Kerja Heat Recovery Steam Generator (HRSG) pada PLTGU Muara Tawar Blok 5**. SINTEK, 7(1), 23-31
- [9] International Turbomachinery, 2016. **Choosing Gas Turbines Single vs Two Shaft**. Diakses <https://www.turbomachinerymag.com/choosing-gas-turbines-single-vs-two-shaft/> pada Juni 2018 jam 14.45 WIB
- [10] Keating, L, Eugene. 2007. **Applied Combustion Second Edition**. Maryland: CRC Press.

- [11] Kehlhofer, Rolf. 1997. **Combined Cycle Gas & Steam Turbine Power Plant**. Oklahoma : PennWell Publishing Company
- [12] Marsudi, Djiteng. 2011. **Pembangkitan Energi Listrik**. Jakarta: Penerbit Erlangga.
- [13] Moran, M & Shapiro, H. 2000. **Termodinamika Teknik Jilid 1**. Jakarta: Penerbit Erlangga.
- [14] Moran, M & Shapiro, H. 2004. **Termodinamika Teknik Jilid 2**. Jakarta: Penerbit Erlangga.
- [15] Nag, PK. 2008. **Power Plant Engineering**. New Delhi: Tata Mc Graw Hill.
- [16] Naryono. 2013. **Analisis Efisiensi Turbin Gas terhadap Beban Operasi PLTGU Muara Tawar Blok 1**. SINTEK, 7(2), 78-94
- [17] Nugroho, Agung. 2006. **Metode Pengaturan Penggunaan Tenaga Listrik Dalam Upaya Penghematan Bahan Bakar Pembangkit dan Energi**. Transmisi, 11(1), 45 - 51
- [18] PLN. 2013. **Heat Recovery Steam Generator**. Jakarta: Pusat Pendidikan dan Pelatihan.
- [19] PLN. 2013. **Turbin Gas**. Jakarta: Pusat Pendidikan dan Pelatihan.
- [20] PLN. 2013. **Turbin Uap**. Jakarta: Pusat Pendidikan dan Pelatihan.
- [21] Samuelsen, Scott. 2006. **Conventional Type Combuster**. DOE/NETL, 209-217
- [22] Setyoko, Bambang. 2006. **Analisa Efisiensi Performa HRSG (Heat Recovery Steam Generator) pada PLTGU**. Traksi, 4(2)
- [23] Yohana, Eflita. 2016. **Analisis Efisiensi Siklus Combined Cycle Power Plant (CCPP) Gas Turbine Generator terhadap Beban Operasi PT. Krakatau Daya Listrik**. Rotasi, 18(4), 106-109

## BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Surabaya pada tanggal 14 April 1997, dari pasangan Bapak Hadi Santoso dan Ibu Saminten. Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Jenjang pendidikan formal yang pernah ditempuh adalah TK Dharma Wanita, SD Negeri Sidoklumpuk, SMP Negeri 3 Sidoarjo, dan SMA Negeri 3 Sidoarjo.

Pada tahun 2015, penulis mengikuti ujian masuk Program Diploma III ITS dan diterima sebagai mahasiswa di Program Studi Diploma III Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 2115030055. Penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi. Penulis pernah mengikuti berbagai kegiatan, pelatihan, serta bergabung dalam Organisasi Mahasiswa. Penulis sempat menjadi Kepala Departemen Kominfo dalam Organisasi Himpunan Mahasiswa Departemen Teknik Mesin Industri (HMDM) periode 2016/2017 serta ikut andil pada Staff Kominfo Kepengurusan BEM FTI ITS periode 2015/2016. Pelatihan yang pernah diikuti penulis diantaranya GERIGI (Generasi Integralistik) ITS 2015, Pelatihan Motor Bakar HMDM, Leadership and Organizing Training 1 BEM FTI 2016, PKTI HMDM, LKMM Pra TD dan LKMM TD, serta Pelatihan Jurnalistik Tingkat Dasar dan Lanjut. Penulis juga pernah didanai dalam Program Kreativitas Mahasiswa Bidang Karsa Cipta 2017. Penulis pernah kerja praktek serta observasi lapangan tugas akhir di PT. Indonesia Power UPJP Perak Grati, Pasuruan masing – masing selama 1 bulan. Bila ingin berdiskusi lebih lanjut silakan hubungi

Alamat email : [reynaldyshabir.its@gmail.com](mailto:reynaldyshabir.its@gmail.com).



# Lampiran 1 : Tabel Konversi Satuan

TABLE A.1

## Conversion Factors

<b>Area (<i>A</i>)</b>	
1 mm <sup>2</sup> = 1.0 × 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup>	1 ft <sup>2</sup> = 144 in. <sup>2</sup>
1 cm <sup>2</sup> = 1.0 × 10 <sup>-4</sup> m <sup>2</sup> = 0.1550 in. <sup>2</sup>	1 in. <sup>2</sup> = 6.4516 cm <sup>2</sup> = 6.4516 × 10 <sup>-4</sup> m <sup>2</sup>
1 m <sup>2</sup> = 10.7639 ft <sup>2</sup>	1 ft <sup>2</sup> = 0.092 903 m <sup>2</sup>
<b>Conductivity (<i>k</i>)</b>	
1 W/m-K = 1 J/s-m-K	
= 0.577 789 Btu/h-ft-°R	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K
<b>Density (<i>ρ</i>)</b>	
1 kg/m <sup>3</sup> = 0.06242797 lbm/ft <sup>3</sup>	1 lbm/ft <sup>3</sup> = 16.018 46 kg/m <sup>3</sup>
1 g/cm <sup>3</sup> = 1000 kg/m <sup>3</sup>	
1 g/cm <sup>3</sup> = 1 kg/L	
<b>Energy (<i>E</i>, <i>U</i>)</b>	
1 J = 1 N-m = 1 kg-m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J
1 cal (Int.) = 4.186 81 J	= 1.285 07 × 10 <sup>-3</sup> Btu
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ
1 erg = 1.0 × 10 <sup>-7</sup> J	= 778.1693 lbf-ft
1 eV = 1.602 177 33 × 10 <sup>-19</sup> J	
<b>Force (<i>F</i>)</b>	
1 N = 0.224 809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp = 9.806 65 N (1 kgf)	
<b>Gravitation</b>	
<i>g</i> = 9.806 65 m/s <sup>2</sup>	<i>g</i> = 32.174 05 ft/s <sup>2</sup>
<b>Heat capacity (<i>C<sub>p</sub></i>, <i>C<sub>v</sub></i>, <i>C</i>), specific entropy (<i>s</i>)</b>	
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-°R	1 Btu/lbm-°R = 4.1868 kJ/kg-K
<b>Heat flux (per unit area)</b>	
1 W/m <sup>2</sup> = 0.316 998 Btu/h-ft <sup>2</sup>	1 Btu/h-ft <sup>2</sup> = 3.154 59 W/m <sup>2</sup>

## Lampiran 1 (Lanjutan)

TABLE A.1 (continued)

### Conversion Factors

<b>Heat-transfer coefficient (<i>h</i>)</b>	
1 W/m <sup>2</sup> ·K = 0.176 11 Btu/h·ft <sup>2</sup> ·°R	1 Btu/h·ft <sup>2</sup> ·°R = 5.678 26 W/m <sup>2</sup> ·K
<b>Length (<i>L</i>)</b>	
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3937 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.280 84 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609 344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m
<b>Mass (<i>m</i>)</b>	
1 kg = 2.204 623 lbm	1 lbm = 0.453 592 kg
1 tonne = 1000 kg	1 slug = 14.5939 kg
1 grain = 6.479 89 × 10 <sup>-5</sup> kg	1 ton = 2000 lbm
<b>Moment (torque, <i>T</i>)</b>	
1 N·m = 0.737 562 lbf·ft	1 lbf·ft = 1.355 818 N·m
<b>Momentum (<i>mV</i>)</b>	
1 kg·m/s = 7.232 94 lbm·ft/s = 0.224 809 lbf·s	1 lbm·ft/s = 0.138 256 kg·m/s
<b>Power (<math>\dot{Q}</math>, <math>\dot{W}</math>)</b>	
1 W = 1 J/s = 1 N·m/s	1 lbf·ft/s = 1.355 818 W
1 kW = 3412.14 Btu/h	1 Btu/s = 1.055 056 kW
1 hp (metric) = 0.735 499 kW	1 hp (UK) = 0.7457 kW
	= 550 lbf·ft/s
	= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration = 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration = 12 000 Btu/h
<b>Pressure (<i>P</i>)</b>	
1 Pa = 1 N/m <sup>2</sup> = 1 kg/m·s <sup>2</sup>	1 lbf/in. <sup>2</sup> = 6.894 757 kPa
1 bar = 1.0 × 10 <sup>5</sup> Pa = 100 kPa	
1 atm = 101.325 kPa	1 atm = 14.695 94 lbf/in. <sup>2</sup>
= 1.013 25 bar	= 29.921 in. Hg [32°F]
= 760 mm Hg [0°C]	= 33.8995 ft H <sub>2</sub> O [4°C]
= 10.332 56 m H <sub>2</sub> O [4°C]	
1 torr = 1 mm Hg [0°C]	
1 mm Hg [0°C] = 0.133 322 kPa	1 in. Hg [0°C] = 0.491 15 lbf/in. <sup>2</sup>
1 m H <sub>2</sub> O [4°C] = 9.806 38 kPa	1 in. H <sub>2</sub> O [4°C] = 0.036 126 lbf/in. <sup>2</sup>
<b>Specific energy (<i>e</i>, <i>u</i>)</b>	
1 kJ/kg = 0.429 92 Btu/lbm	1 Btu/lbm = 2.326 kJ/kg
= 334.55 lbf·ft/lbm	1 lbf·ft/lbm = 2.989 07 × 10 <sup>-3</sup> kJ/kg
	= 1.285 07 × 10 <sup>-3</sup> Btu/lbm

## Lampiran 1 (Lanjutan)

TABLE A.1 (continued)

Conversion Factors

<b>Specific kinetic energy (<math>\frac{1}{2} V^2</math>)</b>	
1 m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> = 0.001 kJ/kg	1 ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> = 3.9941 × 10 <sup>-5</sup> Btu/lbm
1 kJ/kg = 1000 m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	1 Btu/lbm = 250.37 ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
<b>Specific potential energy (<math>Zg</math>)</b>	
1 m-g <sub>ad</sub> = 9.806 65 × 10 <sup>-3</sup> kJ/kg	1 ft-g <sub>ad</sub> = 1.0 lbf-ft/lbm
= 4.216 07 × 10 <sup>-3</sup> Btu/lbm	= 0.001 285 Btu/lbm
	= 0.002 989 kJ/kg
<b>Specific volume (<math>v</math>)</b>	
1 cm <sup>3</sup> /g = 0.001 m <sup>3</sup> /kg	
1 cm <sup>3</sup> /g = 1 L/kg	
1 m <sup>3</sup> /kg = 16.018 46 ft <sup>3</sup> /lbm	1 ft <sup>3</sup> /lbm = 0.062 428 m <sup>3</sup> /kg
<b>Temperature (<math>T</math>)</b>	
1 K = 1°C = 1.8 R = 1.8 F	1 R = (5/9) K
TC = TK - 273.15	TF = TR - 459.67
= (TF - 32)/1.8	= 1.8 TC + 32
TK = TR/1.8	TR = 1.8 TK
<b>Universal Gas Constant</b>	
$\bar{R} = N_A k = 8.314 51$ kJ/kmol-K	$\bar{R} = 1.985 89$ Btu/lbmol-R
= 1.985 89 kcal/kmol-K	= 1545.36 lbf-ft/lbmol-R
= 82.0578 atm-L/kmol-K	= 0.730 24 atm-ft <sup>3</sup> /lbmol-R
	= 10.7317 (lbf/in. <sup>2</sup> )-ft <sup>3</sup> /lbmol-R
<b>Velocity (<math>V</math>)</b>	
1 m/s = 3.6 km/h	1 ft/s = 0.681 818 mi/h
= 3.280 84 ft/s	= 0.3048 m/s
= 2.236 94 mi/h	= 1.097 28 km/h
1 km/h = 0.277 78 m/s	1 mi/h = 1.466 67 ft/s
= 0.911 34 ft/s	= 0.447 04 m/s
= 0.621 37 mi/h	= 1.609 344 km/h
<b>Volume (<math>V</math>)</b>	
1 m <sup>3</sup> = 35.3147 ft <sup>3</sup>	1 ft <sup>3</sup> = 2.831 685 × 10 <sup>-2</sup> m <sup>3</sup>
1 L = 1 dm <sup>3</sup> = 0.001 m <sup>3</sup>	1 in. <sup>3</sup> = 1.6387 × 10 <sup>-5</sup> m <sup>3</sup>
1 Gal (US) = 3.785 412 L	1 Gal (UK) = 4.546 090 L
= 3.785 412 × 10 <sup>-3</sup> m <sup>3</sup>	1 Gal (US) = 231.00 in. <sup>3</sup>

## Lampiran 2 : Properties of Saturated Water : Temperature Table

TABLE B.1  
Thermodynamic Properties of Water

TABLE B.1.1  
Saturated Water

Temp. (°C)	Press. (kPa)	Specific Volume, m <sup>3</sup> /kg			Internal Energy, kJ/kg		
		Sat. Liquid $v_f$	Evap. $v_{fg}$	Sat. Vapor $v_g$	Sat. Liquid $u_f$	Evap. $u_{fg}$	Sat. Vapor $u_g$
0.01	0.6113	0.001000	206.131	206.132	0	2375.33	2375.33
5	0.8721	0.001000	147.117	147.118	20.97	2361.27	2382.24
10	1.2276	0.001000	106.376	106.377	41.99	2347.16	2389.15
15	1.705	0.001001	77.924	77.925	62.98	2333.06	2396.04
20	2.339	0.001002	57.7887	57.7897	83.94	2318.98	2402.91
25	3.169	0.001003	43.3583	43.3593	104.86	2304.90	2409.76
30	4.246	0.001004	32.8922	32.8932	125.77	2290.81	2416.58
35	5.628	0.001006	25.2148	25.2158	146.65	2276.71	2423.36
40	7.384	0.001008	19.5219	19.5229	167.53	2262.57	2430.11
45	9.593	0.001010	15.2571	15.2581	188.41	2248.40	2436.81
50	12.350	0.001012	12.0308	12.0318	209.30	2234.17	2443.47
55	15.758	0.001015	9.56734	9.56835	230.19	2219.89	2450.08
60	19.941	0.001017	7.66969	7.67071	251.09	2205.54	2456.63
65	25.03	0.001020	6.19554	6.19656	272.00	2191.12	2463.12
70	31.19	0.001023	5.04114	5.04217	292.93	2176.62	2469.55
75	38.58	0.001026	4.13021	4.13123	313.87	2162.03	2475.91
80	47.39	0.001029	3.40612	3.40715	334.84	2147.36	2482.19
85	57.83	0.001032	2.82654	2.82757	355.82	2132.58	2488.40
90	70.14	0.001036	2.35953	2.36056	376.82	2117.70	2494.52
95	84.55	0.001040	1.98082	1.98186	397.86	2102.70	2500.56
100	101.3	0.001044	1.67185	1.67290	418.91	2087.58	2506.50
105	120.8	0.001047	1.41831	1.41936	440.00	2072.34	2512.34
110	143.3	0.001052	1.20909	1.21014	461.12	2056.96	2518.09
115	169.1	0.001056	1.03552	1.03658	482.28	2041.44	2523.72
120	198.5	0.001060	0.89080	0.89186	503.48	2025.76	2529.24
125	232.1	0.001065	0.76953	0.77059	524.72	2009.91	2534.63
130	270.1	0.001070	0.66744	0.66850	546.00	1993.90	2539.90
135	313.0	0.001075	0.58110	0.58217	567.34	1977.69	2545.03
140	361.3	0.001080	0.50777	0.50885	588.72	1961.30	2550.02
145	415.4	0.001085	0.44524	0.44632	610.16	1944.69	2554.86
150	475.9	0.001090	0.39169	0.39278	631.66	1927.87	2559.54
155	543.1	0.001096	0.34566	0.34676	653.23	1910.82	2564.04
160	617.8	0.001102	0.30596	0.30706	674.85	1893.52	2568.37
165	700.5	0.001108	0.27158	0.27269	696.55	1875.97	2572.51
170	791.7	0.001114	0.24171	0.24283	718.31	1858.14	2576.46
175	892.0	0.001121	0.21568	0.21680	740.16	1840.03	2580.19
180	1002.2	0.001127	0.19292	0.19405	762.08	1821.62	2583.70
185	1122.7	0.001134	0.17295	0.17409	784.08	1802.90	2586.98
190	1254.4	0.001141	0.15539	0.15654	806.17	1783.84	2590.01

## Lampiran 2 : (Lanjutan)

TABLE B.1.1 (continued)

Saturated Water

Temp. (°C)	Press. (kPa)	Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg-K		
		Sat. Liquid $h_f$	Evap. $h_{fg}$	Sat. Vapor $h_g$	Sat. Liquid $s_f$	Evap. $s_{fg}$	Sat. Vapor $s_g$
0.01	0.6113	0.00	2501.35	2501.35	0	9.1562	9.1562
5	0.8721	20.98	2489.57	2510.54	0.0761	8.9496	9.0257
10	1.2276	41.99	2477.75	2519.74	0.1510	8.7498	8.9007
15	1.705	62.98	2465.93	2528.91	0.2245	8.5569	8.7813
20	2.339	83.94	2454.12	2538.06	0.2966	8.3706	8.6671
25	3.169	104.87	2442.30	2547.17	0.3673	8.1905	8.5579
30	4.246	125.77	2430.48	2556.25	0.4369	8.0164	8.4533
35	5.628	146.66	2418.62	2565.28	0.5052	7.8478	8.3530
40	7.384	167.54	2406.72	2574.26	0.5724	7.6845	8.2569
45	9.593	188.42	2394.77	2583.19	0.6386	7.5261	8.1647
50	12.350	209.31	2382.75	2592.06	0.7037	7.3725	8.0762
55	15.758	230.20	2370.66	2600.86	0.7679	7.2234	7.9912
60	19.941	251.11	2358.48	2609.59	0.8311	7.0784	7.9095
65	25.03	272.03	2346.21	2618.24	0.8934	6.9375	7.8309
70	31.19	292.96	2333.85	2626.80	0.9548	6.8004	7.7552
75	38.58	313.91	2321.37	2635.28	1.0154	6.6670	7.6824
80	47.39	334.88	2308.77	2643.66	1.0752	6.5369	7.6121
85	57.83	355.88	2296.05	2651.93	1.1342	6.4102	7.5444
90	70.14	376.90	2283.19	2660.09	1.1924	6.2866	7.4790
95	84.55	397.94	2270.19	2668.13	1.2500	6.1659	7.4158
100	101.3	419.02	2257.03	2676.05	1.3068	6.0480	7.3548
105	120.8	440.13	2243.70	2683.83	1.3629	5.9328	7.2958
110	143.3	461.27	2230.20	2691.47	1.4184	5.8202	7.2386
115	169.1	482.46	2216.50	2698.96	1.4733	5.7100	7.1832
120	198.5	503.69	2202.61	2706.30	1.5275	5.6020	7.1295
125	232.1	524.96	2188.50	2713.46	1.5812	5.4962	7.0774
130	270.1	546.29	2174.16	2720.46	1.6343	5.3925	7.0269
135	313.0	567.67	2159.59	2727.26	1.6869	5.2907	6.9777
140	361.3	589.11	2144.75	2733.87	1.7390	5.1908	6.9298
145	415.4	610.61	2129.65	2740.26	1.7906	5.0926	6.8832
150	475.9	632.18	2114.26	2746.44	1.8417	4.9960	6.8378
155	543.1	653.82	2098.56	2752.39	1.8924	4.9010	6.7934
160	617.8	675.53	2082.55	2758.09	1.9426	4.8075	6.7501
165	700.5	697.32	2066.20	2763.53	1.9924	4.7153	6.7078
170	791.7	719.20	2049.50	2768.70	2.0418	4.6244	6.6663
175	892.0	741.16	2032.42	2773.58	2.0909	4.5347	6.6256
180	1002.2	763.21	2014.96	2778.16	2.1395	4.4461	6.5857
185	1122.7	785.36	1997.07	2782.43	2.1878	4.3586	6.5464
190	1254.4	807.61	1978.76	2786.37	2.2358	4.2720	6.5078



### Lampiran 3 : Properties of Saturated Water : Pressure Table

TABLE B.1.2  
Saturated Water Pressure Entry

Press. (kPa)	Temp. (°C)	Specific Volume, m <sup>3</sup> /kg			Internal Energy, kJ/kg		
		Sat. Liquid $v_f$	Evap. $v_{fg}$	Sat. Vapor $v_g$	Sat. Liquid $u_f$	Evap. $u_{fg}$	Sat. Vapor $u_g$
0.6113	0.01	0.001000	206.131	206.132	0	2375.3	2375.3
1	6.98	0.001000	129.20702	129.20802	29.29	2355.69	2384.98
1.5	13.03	0.001001	87.97913	87.98013	54.70	2338.63	2393.32
2	17.50	0.001001	67.00285	67.00385	73.47	2326.02	2399.48
2.5	21.08	0.001002	54.25285	54.25385	88.47	2315.93	2404.40
3	24.08	0.001003	45.66402	45.66502	101.03	2307.48	2408.51
4	28.96	0.001004	34.79915	34.80015	121.44	2293.73	2415.17
5	32.88	0.001005	28.19150	28.19251	137.79	2282.70	2420.49
7.5	40.29	0.001008	19.23674	19.23775	168.76	2261.74	2430.50
10	45.81	0.001010	14.67254	14.67355	191.79	2246.10	2437.89
15	53.97	0.001014	10.02117	10.02218	225.90	2222.83	2448.73
20	60.06	0.001017	7.64835	7.64937	251.35	2205.36	2456.71
25	64.97	0.001020	6.20322	6.20424	271.88	2191.21	2463.08
30	69.10	0.001022	5.22816	5.22918	289.18	2179.22	2468.40
40	75.87	0.001026	3.99243	3.99345	317.51	2159.49	2477.00
50	81.33	0.001030	3.23931	3.24034	340.42	2143.43	2483.85
75	91.77	0.001037	2.21607	2.21711	394.29	2112.39	2496.67
100	99.62	0.001043	1.69296	1.69400	417.33	2088.72	2506.06
125	105.99	0.001048	1.37385	1.37490	444.16	2069.32	2513.48
150	111.37	0.001053	1.15828	1.15933	466.92	2052.72	2519.64
175	116.06	0.001057	1.00257	1.00363	486.78	2038.12	2524.90
200	120.23	0.001061	0.88467	0.88573	504.47	2025.02	2529.49
225	124.00	0.001064	0.79219	0.79325	520.45	2013.10	2533.56
250	127.43	0.001067	0.71765	0.71871	535.08	2002.14	2537.21
275	130.60	0.001070	0.65624	0.65731	548.57	1991.95	2540.53
300	133.55	0.001073	0.60475	0.60582	561.13	1982.43	2543.55
325	136.30	0.001076	0.56093	0.56201	572.88	1973.46	2546.34
350	138.88	0.001079	0.52317	0.52425	583.93	1964.98	2548.92
375	141.32	0.001081	0.49029	0.49137	594.38	1956.93	2551.31
400	143.63	0.001084	0.46138	0.46246	604.29	1949.26	2553.55
450	147.93	0.001088	0.41289	0.41398	622.75	1934.87	2557.62
500	151.86	0.001093	0.37380	0.37489	639.66	1921.57	2561.23
550	155.48	0.001097	0.34159	0.34268	655.30	1909.17	2564.47
600	158.85	0.001101	0.31457	0.31567	669.88	1897.52	2567.40
650	162.01	0.001104	0.29158	0.29268	683.55	1886.51	2570.06
700	164.97	0.001108	0.27176	0.27286	696.43	1876.07	2572.49
750	167.77	0.001111	0.25449	0.25560	708.62	1866.11	2574.73
800	170.43	0.001115	0.23931	0.24043	720.20	1856.58	2576.79

## Lampiran 3 : (Lanjutan)

TABLE B.1.2 (continued)  
Saturated Water Pressure Entry

Press. (kPa)	Temp. (°C)	Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg-K		
		Sat. Liquid $h_f$	Evap. $h_{fg}$	Sat. Vapor $h_g$	Sat. Liquid $s_f$	Evap. $s_{fg}$	Sat. Vapor $s_g$
0.6113	0.01	0.00	2501.3	2501.3	0	9.1562	9.1562
1.0	6.98	29.29	2484.89	2514.18	0.1059	8.8697	8.9756
1.5	13.03	54.70	2470.59	2525.30	0.1956	8.6322	8.8278
2.0	17.50	73.47	2460.02	2533.49	0.2607	8.4629	8.7236
2.5	21.08	88.47	2451.56	2540.03	0.3120	8.3311	8.6431
3.0	24.08	101.03	2444.47	2545.50	0.3545	8.2231	8.5775
4.0	28.96	121.44	2432.93	2554.37	0.4226	8.0520	8.4746
5.0	32.88	137.79	2423.66	2561.45	0.4763	7.9187	8.3950
7.5	40.29	168.77	2406.02	2574.79	0.5763	7.6751	8.2514
10	45.81	191.81	2392.82	2584.63	0.6492	7.5010	8.1501
15	53.97	225.91	2373.14	2599.06	0.7548	7.2536	8.0084
20	60.06	251.38	2358.33	2609.70	0.8319	7.0766	7.9085
25	64.97	271.90	2346.29	2618.19	0.8930	6.9383	7.8313
30	69.10	289.21	2336.07	2625.28	0.9439	6.8247	7.7686
40	75.87	317.55	2319.19	2636.74	1.0258	6.6441	7.6700
50	81.33	340.47	2305.40	2645.87	1.0910	6.5029	7.5939
75	91.77	384.36	2278.59	2662.96	1.2129	6.2434	7.4563
100	99.62	417.44	2258.02	2675.46	1.3025	6.0568	7.3593
125	105.99	444.30	2241.05	2685.35	1.3739	5.9104	7.2843
150	111.37	467.08	2226.46	2693.54	1.4335	5.7897	7.2232
175	116.06	486.97	2213.57	2700.53	1.4848	5.6868	7.1717
200	120.23	504.68	2201.96	2706.63	1.5300	5.5970	7.1271
225	124.00	520.69	2191.35	2712.04	1.5705	5.5173	7.0878
250	127.43	535.34	2181.55	2716.89	1.6072	5.4455	7.0526
275	130.60	548.87	2172.42	2721.29	1.6407	5.3801	7.0208
300	133.55	561.45	2163.85	2725.30	1.6717	5.3201	6.9918
325	136.30	573.23	2155.76	2728.99	1.7005	5.2646	6.9651
350	138.88	584.31	2148.10	2732.40	1.7274	5.2130	6.9404
375	141.32	594.79	2140.79	2735.58	1.7527	5.1647	6.9174
400	143.63	604.73	2133.81	2738.53	1.7766	5.1193	6.8958
450	147.93	623.24	2120.67	2743.91	1.8206	5.0359	6.8565
500	151.86	640.21	2108.47	2748.67	1.8606	4.9606	6.8212
550	155.48	655.91	2097.04	2752.94	1.8972	4.8920	6.7892
600	158.85	670.54	2086.26	2756.80	1.9311	4.8289	6.7600
650	162.01	684.26	2076.04	2760.30	1.9627	4.7704	6.7330
700	164.97	697.20	2066.30	2763.50	1.9922	4.7158	6.7080
750	167.77	709.45	2056.98	2766.43	2.0199	4.6647	6.6846
800	170.43	721.10	2048.04	2769.13	2.0461	4.6166	6.6627

## Lampiran 4 : Properties of Superheated Water Vapor

TABLE B.1.3  
Superheated Vapor Water

Temp. (°C)	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$u$ (kJ/kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg-K)	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$u$ (kJ/kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg-K)
<b><i>P = 10 kPa (45.81°C)</i></b>					<b><i>P = 50 kPa (81.33°C)</i></b>			
Sat.	14.67355	2437.89	2584.63	8.1501	3.24034	2483.85	2645.87	7.5939
50	14.86920	2443.87	2592.56	8.1749	—	—	—	—
100	17.19561	2515.50	2687.46	8.4479	3.41833	2511.61	2682.52	7.6947
150	19.51251	2587.86	2782.99	8.6881	3.88937	2585.61	2780.08	7.9400
200	21.82507	2661.27	2879.52	8.9037	4.35595	2659.85	2877.64	8.1579
250	24.13559	2735.95	2977.31	9.1002	4.82045	2734.97	2975.99	8.3555
300	26.44508	2812.06	3076.51	9.2812	5.28391	2811.33	3075.52	8.5372
400	31.06252	2968.89	3279.51	9.6076	6.20929	2968.43	3278.89	8.8641
500	35.67896	3132.26	3489.05	9.8977	7.13364	3131.94	3488.62	9.1545
600	40.29488	3302.45	3705.40	10.1608	8.05748	3302.22	3705.10	9.4177
700	44.91052	3479.63	3928.73	10.4028	8.98104	3479.45	3928.51	9.6599
800	49.52599	3663.84	4159.10	10.6281	9.90444	3663.70	4158.92	9.8852
900	54.14137	3855.03	4396.44	10.8395	10.82773	3854.91	4396.30	10.0967
1000	58.75669	4053.01	4640.58	11.0392	11.75097	4052.91	4640.46	10.2964
1100	63.37198	4257.47	4891.19	11.2287	12.67418	4257.37	4891.08	10.4858
1200	67.98724	4467.91	5147.78	11.4090	13.59737	4467.82	5147.69	10.6662
1300	72.60250	4683.68	5409.70	11.5810	14.52054	4683.58	5409.61	10.8382
<b><i>100 kPa (99.62°C)</i></b>					<b><i>200 kPa (120.23°C)</i></b>			
Sat.	1.69400	2506.06	2675.46	7.3593	0.88573	2529.49	2706.63	7.1271
150	1.93636	2582.75	2776.38	7.6133	0.95964	2576.87	2768.80	7.2795
200	2.17226	2658.05	2875.27	7.8342	1.08034	2654.39	2870.46	7.5066
250	2.40604	2733.73	2974.33	8.0332	1.19880	2731.22	2970.98	7.7085
300	2.63876	2810.41	3074.28	8.2157	1.31616	2808.55	3071.79	7.8926
400	3.10263	2967.85	3278.11	8.5434	1.54930	2966.69	3276.55	8.2217
500	3.56547	3131.54	3488.09	8.8341	1.78139	3130.75	3487.03	8.5132
600	4.02781	3301.94	3704.72	9.0975	2.01297	3301.36	3703.96	8.7769
700	4.48986	3479.24	3928.23	9.3398	2.24426	3478.81	3927.66	9.0194
800	4.95174	3663.53	4158.71	9.5652	2.47539	3663.19	4158.27	9.2450
900	5.41353	3854.77	4396.12	9.7767	2.70643	3854.49	4395.77	9.4565
1000	5.87526	4052.78	4640.31	9.9764	2.93740	4052.53	4640.01	9.6563
1100	6.33696	4257.25	4890.95	10.1658	3.16834	4257.01	4890.68	9.8458
1200	6.79863	4467.70	5147.56	10.3462	3.39927	4467.46	5147.32	10.0262
1300	7.26030	4683.47	5409.49	10.5182	3.63018	4683.23	5409.26	10.1982
<b><i>300 kPa (133.55°C)</i></b>					<b><i>400 kPa (143.63°C)</i></b>			
Sat.	0.60582	2543.55	2725.30	6.9918	0.46246	2553.55	2738.53	6.8958
150	0.63388	2570.79	2760.95	7.0778	0.47084	2564.48	2752.82	6.9299
200	0.71629	2650.65	2865.54	7.3115	0.53422	2646.83	2860.51	7.1706



## Lampiran 4 : (Lanjutan)

TABLE B.1.3 (continued)  
Superheated Vapor Water

Temp. (°C)	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$u$ (kJ/kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg-K)	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$u$ (kJ/kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg-K)
300 kPa (133.55°C)					400 kPa (143.63°C)			
250	0.79636	2728.69	2967.59	7.5165	0.59512	2726.11	2964.16	7.3788
300	0.87529	2806.69	3069.28	7.7022	0.65484	2804.81	3066.75	7.5661
400	1.03151	2965.53	3274.98	8.0329	0.77262	2964.36	3273.41	7.8984
500	1.18669	3129.95	3485.96	8.3250	0.88934	3129.15	3484.89	8.1912
600	1.34136	3300.79	3703.20	8.5892	1.00555	3300.22	3702.44	8.4557
700	1.49573	3478.38	3927.10	8.8319	1.12147	3477.95	3926.53	8.6987
800	1.64994	3662.85	4157.83	9.0575	1.23722	3662.51	4157.40	8.9244
900	1.80406	3854.20	4395.42	9.2691	1.35288	3853.91	4395.06	9.1361
1000	1.95812	4052.27	4639.71	9.4689	1.46847	4052.02	4639.41	9.3360
1100	2.11214	4256.77	4890.41	9.6585	1.58404	4256.53	4890.15	9.5255
1200	2.26614	4467.23	5147.07	9.8389	1.69958	4466.99	5146.83	9.7059
1300	2.42013	4682.99	5409.03	10.0109	1.81511	4682.75	5408.80	9.8780
500 kPa (151.86°C)					600 kPa (158.85°C)			
Sat.	0.37489	2561.23	2748.67	6.8212	0.31567	2567.40	2756.80	6.7600
200	0.42492	2642.91	2855.37	7.0592	0.35202	2638.91	2850.12	6.9665
250	0.47436	2723.50	2960.68	7.2708	0.39383	2720.86	2957.16	7.1816
300	0.52256	2802.91	3064.20	7.4598	0.43437	2801.00	3061.63	7.3723
350	0.57012	2882.59	3167.65	7.6328	0.47424	2881.12	3165.66	7.5463
400	0.61728	2963.19	3271.83	7.7937	0.51372	2962.02	3270.25	7.7078
500	0.71093	3128.35	3483.82	8.0872	0.59199	3127.55	3482.75	8.0020
600	0.80406	3299.64	3701.67	8.3521	0.66974	3299.07	3700.91	8.2673
700	0.89691	3477.52	3925.97	8.5952	0.74720	3477.08	3925.41	8.5107
800	0.98959	3662.17	4156.96	8.8211	0.82450	3661.83	4156.52	8.7367
900	1.08217	3853.63	4394.71	9.0329	0.90169	3853.34	4394.36	8.9485
1000	1.17469	4051.76	4639.11	9.2328	0.97883	4051.51	4638.81	9.1484
1100	1.26718	4256.29	4889.88	9.4224	1.05594	4256.05	4889.61	9.3381
1200	1.35964	4466.76	5146.58	9.6028	1.13302	4466.52	5146.34	9.5185
1300	1.45210	4682.52	5408.57	9.7749	1.21009	4682.28	5408.34	9.6906
800 kPa (170.43°C)					1000 kPa (179.91°C)			
Sat.	0.24043	2576.79	2769.13	6.6627	0.19444	2583.64	2778.08	6.5864
200	0.26080	2630.61	2839.25	6.8158	0.20996	2621.90	2827.86	6.6939
250	0.29314	2715.46	2949.97	7.0384	0.23268	2709.91	2942.59	6.9246
300	0.32411	2797.14	3056.43	7.2327	0.25794	2793.21	3051.15	7.1228
350	0.35439	2878.16	3161.68	7.4083	0.28247	2875.18	3157.65	7.3010
400	0.38426	2959.66	3267.07	7.5715	0.30659	2957.29	3263.88	7.4650
500	0.44331	3125.95	3480.60	7.8672	0.35411	3124.34	3478.44	7.7621
600	0.50184	3297.91	3699.38	8.1332	0.40109	3296.76	3697.85	8.0289

## Lampiran 4 : (Lanjutan)

TABLE B.1.3 (continued)  
Superheated Vapor Water

Temp. (°C)	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$u$ (kJ/kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg-K)	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$u$ (kJ/kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg-K)
800 kPa (170.43°C)					1000 kPa (179.91°C)			
700	0.56007	3476.22	3924.27	8.3770	0.44779	3475.35	3923.14	8.2731
800	0.61813	3661.14	4155.65	8.6033	0.49432	3660.46	4154.78	8.4996
900	0.67610	3852.77	4393.65	8.8153	0.54075	3852.19	4392.94	8.7118
1000	0.73401	4051.00	4638.20	9.0153	0.58712	4050.49	4637.60	8.9119
1100	0.79188	4255.57	4889.08	9.2049	0.63345	4255.09	4888.55	9.1016
1200	0.84974	4466.05	5145.85	9.3854	0.67977	4465.58	5145.36	9.2821
1300	0.90758	4681.81	5407.87	9.5575	0.72608	4681.33	5407.41	9.4542
1200 kPa (187.99°C)					1400 kPa (195.07°C)			
Sat.	0.16333	2588.82	2784.82	6.5233	0.14084	2592.83	2790.00	6.4692
200	0.16930	2612.74	2815.90	6.5898	0.14302	2603.09	2803.32	6.4975
250	0.19235	2704.20	2935.01	6.8293	0.16350	2698.32	2927.22	6.7467
300	0.21382	2789.22	3045.80	7.0316	0.18228	2785.16	3040.35	6.9533
350	0.23452	2872.16	3153.59	7.2120	0.20026	2869.12	3149.49	7.1359
400	0.25480	2954.90	3260.66	7.3773	0.21780	2952.50	3257.42	7.3025
500	0.29463	3122.72	3476.28	7.6758	0.25215	3121.10	3474.11	7.6026
600	0.33393	3295.60	3696.32	7.9434	0.28596	3294.44	3694.78	7.8710
700	0.37294	3474.48	3922.01	8.1881	0.31947	3473.61	3920.87	8.1160
800	0.41177	3659.77	4153.90	8.4149	0.35281	3659.09	4153.03	8.3431
900	0.45051	3851.62	4392.23	8.6272	0.38606	3851.05	4391.53	8.5555
1000	0.48919	4049.98	4637.00	8.8274	0.41924	4049.47	4636.41	8.7558
1100	0.52783	4254.61	4888.02	9.0171	0.45239	4254.14	4887.49	8.9456
1200	0.56646	4465.12	5144.87	9.1977	0.48552	4464.65	5144.38	9.1262
1300	0.60507	4680.86	5406.95	9.3698	0.51864	4680.39	5406.49	9.2983
1600 kPa (201.40°C)					1800 kPa (207.15°C)			
Sat.	0.12380	2595.95	2794.02	6.4217	0.11042	2598.38	2797.13	6.3793
250	0.14184	2692.26	2919.20	6.6732	0.12497	2686.02	2910.96	6.6066
300	0.15862	2781.03	3034.83	6.8844	0.14021	2776.83	3029.21	6.8226
350	0.17456	2866.05	3145.35	7.0693	0.15457	2862.95	3141.18	7.0099
400	0.19005	2950.09	3254.17	7.2373	0.16847	2947.66	3250.90	7.1793
500	0.22029	3119.47	3471.93	7.5389	0.19550	3117.84	3469.75	7.4824
600	0.24998	3293.27	3693.23	7.8080	0.22199	3292.10	3691.69	7.7523
700	0.27937	3472.74	3919.73	8.0535	0.24818	3471.87	3918.59	7.9983
800	0.30859	3658.40	4152.15	8.2808	0.27420	3657.71	4151.27	8.2258
900	0.33772	3850.47	4390.82	8.4934	0.30012	3849.90	4390.11	8.4386
1000	0.36678	4048.96	4635.81	8.6938	0.32598	4048.45	4635.21	8.6390
1100	0.39581	4253.66	4886.95	8.8837	0.35180	4253.18	4886.42	8.8290
1200	0.42482	4464.18	5143.89	9.0642	0.37761	4463.71	5143.40	9.0096
1300	0.45382	4679.92	5406.02	9.2364	0.40340	4679.44	5405.56	9.1817

## Lampiran 5 : Properties of Compressed Liquid Water

TABLE B.1.4 (continued)  
Compressed Liquid Water

Temp. (°C)	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$u$ (kJ/kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg-K)	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$u$ (kJ/kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/kg-K)
15000 kPa (342.24°C)					20000 kPa (365.81°C)			
Sat.	0.001658	1585.58	1610.45	3.6847	0.002035	1785.47	1826.18	4.0137
0	0.000993	0.15	15.04	0.0004	0.000990	0.20	20.00	0.0004
20	0.000995	83.05	97.97	0.2934	0.000993	82.75	102.61	0.2922
40	0.001001	165.73	180.75	0.5665	0.000999	165.15	185.14	0.5646
60	0.001011	248.49	263.65	0.8231	0.001008	247.66	267.82	0.8205
80	0.001022	331.46	346.79	1.0655	0.001020	330.38	350.78	1.0623
100	0.001036	414.72	430.26	1.2954	0.001034	413.37	434.04	1.2917
120	0.001052	498.39	514.17	1.5144	0.001050	496.75	517.74	1.5101
140	0.001071	582.64	598.70	1.7241	0.001068	580.67	602.03	1.7192
160	0.001092	667.69	684.07	1.9259	0.001089	665.34	687.11	1.9203
180	0.001116	753.74	770.48	2.1209	0.001112	750.94	773.18	2.1146
200	0.001143	841.04	858.18	2.3103	0.001139	837.70	860.47	2.3031
220	0.001175	929.89	947.52	2.4952	0.001169	925.89	949.27	2.4869
240	0.001211	1020.82	1038.99	2.6770	0.001205	1015.94	1040.04	2.6673
260	0.001255	1114.59	1133.41	2.8575	0.001246	1108.53	1133.45	2.8459
280	0.001308	1212.47	1232.09	3.0392	0.001297	1204.69	1230.62	3.0248
300	0.001377	1316.58	1337.23	3.2259	0.001360	1306.10	1333.29	3.2071
320	0.001472	1431.05	1453.13	3.4246	0.001444	1415.66	1444.53	3.3978
340	0.001631	1567.42	1591.88	3.6545	0.001568	1539.64	1571.01	3.6074
360					0.001823	1702.78	1739.23	3.8770
30000 kPa					50000 kPa			
0	0.000986	0.25	29.82	0.0001	0.000977	0.20	49.03	-0.0014
20	0.000989	82.16	111.82	0.2898	0.000980	80.98	130.00	0.2847
40	0.000995	164.01	193.87	0.5606	0.000987	161.84	211.20	0.5526
60	0.001004	246.03	276.16	0.8153	0.000996	242.96	292.77	0.8061
80	0.001016	328.28	358.75	1.0561	0.001007	324.32	374.68	1.0439
100	0.001029	410.76	441.63	1.2844	0.001020	405.86	456.87	1.2703
120	0.001044	493.58	524.91	1.5017	0.001035	487.63	539.37	1.4857
140	0.001062	576.86	608.73	1.7097	0.001052	569.76	622.33	1.6915
160	0.001082	660.81	693.27	1.9095	0.001070	652.39	705.91	1.8890
180	0.001105	745.57	778.71	2.1024	0.001091	735.68	790.24	2.0793
200	0.001130	831.34	865.24	2.2892	0.001115	819.73	875.46	2.2634
220	0.001159	918.32	953.09	2.4710	0.001141	904.67	961.71	2.4419
240	0.001192	1006.84	1042.60	2.6489	0.001170	990.69	1049.20	2.6158
260	0.001230	1097.38	1134.29	2.8242	0.001203	1078.06	1138.23	2.7860
280	0.001275	1190.69	1228.96	2.9985	0.001242	1167.19	1229.26	2.9536
300	0.001330	1287.89	1327.80	3.1740	0.001286	1258.66	1322.95	3.1200
320	0.001400	1390.64	1432.63	3.3538	0.001339	1353.23	1420.17	3.2867
340	0.001492	1501.71	1546.47	3.5425	0.001403	1451.91	1522.07	3.4556
360	0.001627	1626.57	1675.36	3.7492	0.001484	1555.97	1630.16	3.6290
380	0.001869	1781.35	1837.43	4.0010	0.001588	1667.13	1746.54	3.8100

## Lampiran 6 : Ideal Gas Properties of Various Substances

TABLE A.9

Ideal Gas Properties of Various Substances (SI Units), Entropies at 0.1-MPa (1-Bar)  
Pressure, Mole Basis

$T$ K	Nitrogen, Diatomic ( $N_2$ ) $\bar{h}_{f,298}^0 = 0 \text{ kJ/kmol}$ $M = 28.013 \text{ kg/kmol}$		Nitrogen, Monatomic (N) $\bar{h}_{f,298}^0 = 472\,680 \text{ kJ/kmol}$ $M = 14.007 \text{ kg/kmol}$	
	$(\bar{h} - \bar{h}_{298}^0)$ kJ/kmol	$\bar{s}_T^0$ kJ/kmol K	$(\bar{h} - \bar{h}_{298}^0)$ kJ/kmol	$\bar{s}_T^0$ kJ/kmol
0	-8670	0	-6197	0
100	-5768	159.812	-4119	130.593
200	-2857	179.985	-2040	145.001
298	0	191.609	0	153.300
300	54	191.789	38	153.429
400	2971	200.181	2117	159.409
500	5911	206.740	4196	164.047
600	8894	212.177	6274	167.837
700	11937	216.865	8353	171.041
800	15046	221.016	10431	173.816
900	18223	224.757	12510	176.265
1000	21463	228.171	14589	178.455
1100	24760	231.314	16667	180.436
1200	28109	234.227	18746	182.244
1300	31503	236.943	20825	183.908
1400	34936	239.487	22903	185.448
1500	38405	241.881	24982	186.883
1600	41904	244.139	27060	188.224
1700	45430	246.276	29139	189.484
1800	48979	248.304	31218	190.672
1900	52549	250.234	33296	191.796
2000	56137	252.075	35375	192.863
2200	63362	255.518	39534	194.845
2400	70640	258.684	43695	196.655
2600	77963	261.615	47860	198.322
2800	85323	264.342	52033	199.868
3000	92715	266.892	56218	201.311
3200	100134	269.286	60420	202.667
3400	107577	271.542	64646	203.948
3600	115042	273.675	68902	205.164
3800	122526	275.698	73194	206.325
4000	130027	277.622	77532	207.437
4400	145078	281.209	86367	209.542
4800	160188	284.495	95457	211.519
5200	175352	287.530	104843	213.397
5600	190572	290.349	114550	215.195
6000	205848	292.984	124590	216.926



## Lampiran 6 (Lanjutan)

TABLE A.9 (continued)

Ideal Gas Properties of Various Substances (SI Units), Entropies at 0.1-MPa (1-Bar)  
Pressure, Mole Basis

<i>T</i> K	Oxygen, Diatomic (O <sub>2</sub> ) $\bar{h}_{f,298}^0 = 0$ kJ/kmol $M = 31.999$ kg/kmol		Oxygen, Monatomic (O) $\bar{h}_{f,298}^0 = 249\,170$ kJ/kmol $M = 16.00$ kg/kmol	
	$(\bar{h} - \bar{h}_{298}^0)$ kJ/kmol	$\bar{s}_T^0$ kJ/kmol K	$(\bar{h} - \bar{h}_{298}^0)$ kJ/kmol	$\bar{s}_T^0$ kJ/kmol K
0	−8683	0	−6725	0
100	−5777	173.308	−4518	135.947
200	−2868	193.483	−2186	152.153
298	0	205.148	0	161.059
300	54	205.329	41	161.194
400	3027	213.873	2207	167.431
500	6086	220.693	4343	172.198
600	9245	226.450	6462	176.060
700	12499	231.465	8570	179.310
800	15836	235.920	10671	182.116
900	19241	239.931	12767	184.585
1000	22703	243.579	14860	186.790
1100	26212	246.923	16950	188.783
1200	29761	250.011	19039	190.600
1300	33345	252.878	21126	192.270
1400	36958	255.556	23212	193.816
1500	40600	258.068	25296	195.254
1600	44267	260.434	27381	196.599
1700	47959	262.673	29464	197.862
1800	51674	264.797	31547	199.053
1900	55414	266.819	33630	200.179
2000	59176	268.748	35713	201.247
2200	66770	272.366	39878	203.232
2400	74453	275.708	44045	205.045
2600	82225	278.818	48216	206.714
2800	90080	281.729	52391	208.262
3000	98013	284.466	56574	209.705
3200	106022	287.050	60767	211.058
3400	114101	289.499	64971	212.332
3600	122245	291.826	69190	213.538
3800	130447	294.043	73424	214.682
4000	138705	296.161	77675	215.773
4400	155374	300.133	86234	217.812
4800	172240	303.801	94873	219.691
5200	189312	307.217	103592	221.435
5600	206618	310.423	112391	223.066
6000	224210	313.457	121264	224.597

## Lampiran 6 (Lanjutan)

TABLE A.9 (continued)

Ideal Gas Properties of Various Substances (SI Units), Entropies at 0.1-MPa (1-Bar)  
Pressure, Mole Basis

$T$ K	Carbon Dioxide (CO <sub>2</sub> ) $\bar{h}_{f,298}^0 = -393\,522\text{ kJ/kmol}$ $M = 44.01\text{ kg/kmol}$		Carbon Monoxide (CO) $\bar{h}_{f,298}^0 = -110\,527\text{ kJ/kmol}$ $M = 28.01\text{ kg/kmol}$	
	$(\bar{h} - \bar{h}_{298}^0)$ kJ/kmol	$\bar{s}_T^0$ kJ/kmol K	$(\bar{h} - \bar{h}_{298}^0)$ kJ/kmol	$\bar{s}_T^0$ kJ/kmol K
0	-9364	0	-8671	0
100	-6457	179.010	-5772	165.852
200	-3413	199.976	-2860	186.024
298	0	213.794	0	197.651
300	69	214.024	54	197.831
400	4003	225.314	2977	206.240
500	8305	234.902	5932	212.833
600	12906	243.284	8942	218.321
700	17754	250.752	12021	223.067
800	22806	257.496	15174	227.277
900	28030	263.646	18397	231.074
1000	33397	269.299	21686	234.538
1100	38885	274.528	25031	237.726
1200	44473	279.390	28427	240.679
1300	50148	283.931	31867	243.431
1400	55895	288.190	35343	246.006
1500	61705	292.199	38852	248.426
1600	67569	295.984	42388	250.707
1700	73480	299.567	45948	252.866
1800	79432	302.969	49529	254.913
1900	85420	306.207	53128	256.860
2000	91439	309.294	56743	258.716
2200	103562	315.070	64012	262.182
2400	115779	320.384	71326	265.361
2600	128074	325.307	78679	268.302
2800	140435	329.887	86070	271.044
3000	152853	334.170	93504	273.607
3200	165321	338.194	100962	276.012
3400	177836	341.988	108440	278.279
3600	190394	345.576	115938	280.422
3800	202990	348.981	123454	282.454
4000	215624	352.221	130989	284.387
4400	240992	358.266	146108	287.989
4800	266488	363.812	161285	291.290
5200	292112	368.939	176510	294.337
5600	317870	373.711	191782	297.167
6000	343782	378.180	207105	299.809

## Lampiran 6 (Lanjutan)

TABLE A.9 (continued)

Ideal Gas Properties of Various Substances (SI Units), Entropies at 0.1-MPa (1-Bar)  
Pressure, Mole Basis

$T$ K	Water (H <sub>2</sub> O)		Hydroxyl (OH)	
	$\bar{h}_{f,298}^0 = -241\,826 \text{ kJ/kmol}$ $M = 18.015 \text{ kg/kmol}$	$\bar{s}_T^0$ kJ/kmol K	$\bar{h}_{f,298}^0 = 38\,987 \text{ kJ/kmol}$ $M = 17.007 \text{ kg/kmol}$	$\bar{s}_T^0$ kJ/kmol K
0	-9904	0	-9172	0
100	-6617	152.386	-6140	149.591
200	-3282	175.488	-2975	171.592
298	0	188.835	0	183.709
300	62	189.043	55	183.894
400	3450	198.787	3034	192.466
500	6922	206.532	5991	199.066
600	10499	213.051	8943	204.448
700	14190	218.739	11902	209.008
800	18002	223.826	14881	212.984
900	21937	228.460	17889	216.526
1000	26000	232.739	20935	219.735
1100	30190	236.732	24024	222.680
1200	34506	240.485	27159	225.408
1300	38941	244.035	30340	227.955
1400	43491	247.406	33567	230.347
1500	48149	250.620	36838	232.604
1600	52907	253.690	40151	234.741
1700	57757	256.631	43502	236.772
1800	62693	259.452	46890	238.707
1900	67706	262.162	50311	240.556
2000	72788	264.769	53763	242.328
2200	83153	269.706	60751	245.659
2400	93741	274.312	67840	248.743
2600	104520	278.625	75018	251.614
2800	115463	282.680	82268	254.301
3000	126548	286.504	89585	256.825
3200	137756	290.120	96960	259.205
3400	149073	293.550	104388	261.456
3600	160484	296.812	111864	263.592
3800	171981	299.919	119382	265.625
4000	183552	302.887	126940	267.563
4400	206892	308.448	142165	271.191
4800	230456	313.573	157522	274.531
5200	254216	318.328	173002	277.629
5600	278161	322.764	188598	280.518
6000	302295	326.926	204309	283.227

## Lampiran 7 : Enthalpy of Formation and Absolute Entropy of Various Substances

TABLE A.10

*Enthalpy of Formation and Absolute Entropy of Various Substances at 25°C, 100 kPa Pressure*

Substance	Formula	$M$ kg/kmol	State	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{s}_f^\circ$ kJ/kmol K
Acetylene	$C_2H_2$	26.038	gas	+226 731	200.958
Ammonia	$NH_3$	17.031	gas	-45 720	192.572
Benzene	$C_6H_6$	78.114	gas	+82 980	269.562
Carbon dioxide	$CO_2$	44.010	gas	-393 522	213.795
Carbon (graphite)	C	12.011	solid	0	5.740
Carbon monoxide	CO	28.011	gas	-110 527	197.653
Ethane	$C_2H_6$	30.070	gas	-84 740	229.597
Ethene	$C_2H_4$	28.054	gas	+52 467	219.330
Ethanol	$C_2H_5OH$	46.069	gas	-235 000	282.444
Ethanol	$C_2H_5OH$	46.069	liq	-277 380	160.554
Heptane	$C_7H_{16}$	100.205	gas	-187 900	427.805
Hexane	$C_6H_{14}$	86.178	gas	-167 300	387.979
Hydrogen peroxide	$H_2O_2$	34.015	gas	-136 106	232.991
Methane	$CH_4$	16.043	gas	-74 873	186.251
Methanol	$CH_3OH$	32.042	gas	-201 300	239.709
Methanol	$CH_3OH$	32.042	liq	-239 220	126.809
n-Butane	$C_4H_{10}$	58.124	gas	-126 200	306.647
Nitrogen oxide	$N_2O$	44.013	gas	+82 050	219.957
Nitromethane	$CH_3NO_2$	61.04	liq	-113 100	171.80
n-Octane	$C_8H_{18}$	114.232	gas	-208 600	466.514
n-Octane	$C_8H_{18}$	114.232	liq	-250 105	360.575
Ozone	$O_3$	47.998	gas	+142 674	238.932
Pentane	$C_5H_{12}$	72.151	gas	-146 500	348.945
Propane	$C_3H_8$	44.094	gas	-103 900	269.917
Propene	$C_3H_6$	42.081	gas	+20 430	267.066
Sulfur	S	32.06	solid	0	32.056
Sulfur dioxide	$SO_2$	64.059	gas	-296 842	248.212
Sulfur trioxide	$SO_3$	80.058	gas	-395 765	256.769
T-T-Diesel	$C_{14.4}H_{24.9}$	198.06	liq	-174 000	525.90
Water	$H_2O$	18.015	gas	-241 826	188.834
Water	$H_2O$	18.015	liq	-285 830	69.950



## Lampiran 8 : Tabel Kalor Spesifik (Cp)

**Table B.5** Thermochemical Properties of Carbon Dioxide

Carbon Dioxide (CO <sub>2</sub> )				September 30, 1965		
MW = 44.00995						
$\bar{h}_f^0 = -94.054$ kcal/gmole						
$T$		$\bar{C}_p^0$	$\bar{h}(T) - \bar{h}(T_0)$	$\bar{s}^0(T)$	$\Delta G^0(T)$	log $K_p$
0	0	0.000	-2.238	0.000	-93.965	infinite
100	180	6.981	-1.543	42.758	-94.100	205.645
200	360	7.734	-0.816	47.769	-94.191	102.922
298	536	8.874	0.000	51.072	-94.265	69.095
300	540	8.896	0.016	51.127	-94.267	68.670
400	720	9.877	0.958	53.830	-94.335	51.540
500	900	10.666	1.987	56.122	-94.399	41.260
600	1,080	11.310	3.087	58.126	-94.458	34.405
700	1,260	11.846	4.245	59.910	-94.510	29.506
800	1,440	12.293	5.453	61.522	-94.556	25.830
900	1,620	12.667	6.702	62.992	-94.596	22.970
1,000	1,800	12.980	7.984	64.344	-94.628	20.680
1,100	1,980	13.243	9.296	65.594	-94.658	18.806
1,200	2,160	13.466	10.632	66.756	-94.681	17.243
1,300	2,340	13.656	11.988	67.841	-94.701	15.920
1,400	2,520	13.815	13.362	68.859	-94.716	14.785
1,500	2,700	13.953	14.750	69.817	-94.728	13.801
1,600	2,880	14.074	16.152	70.722	-94.739	12.940
1,700	3,060	14.177	17.565	71.578	-94.746	12.180
1,800	3,240	14.269	18.987	72.391	-94.750	11.504
1,900	3,420	14.352	20.418	73.165	-94.751	10.898
2,000	3,600	14.424	21.857	73.903	-94.752	10.353
2,100	3,780	14.489	23.303	74.608	-94.746	9.860
2,200	3,960	14.547	24.755	75.284	-94.744	9.411
2,300	4,140	14.600	26.212	75.931	-94.735	9.001
2,400	4,320	14.648	27.674	76.554	-94.724	8.625
2,500	4,500	14.692	29.141	77.153	-94.714	8.280
2,600	4,680	14.734	30.613	77.730	-94.698	7.960
2,700	4,860	14.771	32.088	78.286	-94.683	7.664
2,800	5,040	14.807	33.567	78.824	-94.662	7.388
2,900	5,220	14.841	35.049	79.344	-94.639	7.132
K	°R	$\frac{\text{cal}}{\text{gmole} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{gmole}}$	$\frac{\text{cal}}{\text{gmole} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{gmole}}$	—

## Lampiran 8 : (Lanjutan)

**Table B.14** Thermochemical Properties of Water Vapor

Water Vapor (H <sub>2</sub> O)				March 31, 1961		
<i>MW</i> = 18.016						
$\bar{h}_f^0 = -57.798$ kcal/gmole						
<i>T</i>		$\bar{C}_p^0$	$\bar{h}(T) - \bar{h}(T_0)$	$\bar{s}^0(T)$	$\Delta G^0(T)$	log <i>K<sub>p</sub></i>
0	0	0.000	-2.367	0.000	-57.103	infinite
100	180	7.961	-1.581	36.396	-56.557	123.600
200	360	7.969	-0.784	41.916	-55.635	60.792
298	536	8.025	0.000	45.106	-54.636	40.048
300	540	8.027	0.015	45.155	-54.617	39.786
400	720	8.186	0.825	47.484	-53.519	29.240
500	900	8.415	1.654	49.334	-52.361	22.886
600	1,080	8.676	2.509	50.891	-51.156	18.633
700	1,260	8.954	3.390	52.249	-49.915	15.583
800	1,440	9.246	4.300	53.464	-48.646	13.289
900	1,620	9.547	5.240	54.570	-47.352	11.498
1,000	1,800	9.851	6.209	55.592	-46.040	10.062
1,100	1,980	10.152	7.210	56.545	-44.712	8.883
1,200	2,160	10.444	8.240	57.441	-43.371	7.899
1,300	2,340	10.723	9.298	58.288	-42.022	7.064
1,400	2,520	10.987	10.384	59.092	-40.663	6.347
1,500	2,700	11.233	11.495	59.859	-39.297	5.725
1,600	2,880	11.462	12.630	60.591	-37.927	5.180
1,700	3,060	11.674	13.787	61.293	-36.549	4.699
1,800	3,240	11.869	14.964	61.965	-35.170	4.270
1,900	3,420	12.048	16.160	62.612	-33.786	3.886
2,000	3,600	12.214	17.373	63.234	-32.401	3.540
2,100	3,780	12.366	18.602	63.834	-31.012	3.227
2,200	3,960	12.505	19.846	64.412	-29.621	2.942
2,300	4,140	12.634	21.103	64.971	-28.229	2.682
2,400	4,320	12.753	22.372	65.511	-26.832	2.443
2,500	4,500	12.863	23.653	66.034	-25.439	2.224
2,600	4,680	12.965	24.945	66.541	-24.040	2.021
2,700	4,860	13.059	26.246	67.032	-22.641	1.833
2,800	5,040	13.146	27.556	67.508	-21.242	1.658
2,900	5,220	13.228	28.875	67.971	-19.838	1.495
K	°R	$\frac{\text{cal}}{\text{gmole} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{gmole}}$	$\frac{\text{cal}}{\text{gmole} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{gmole}}$	—

## Lampiran 8 : (Lanjutan)

**Table B.18** Thermochemical Properties of Nitrogen

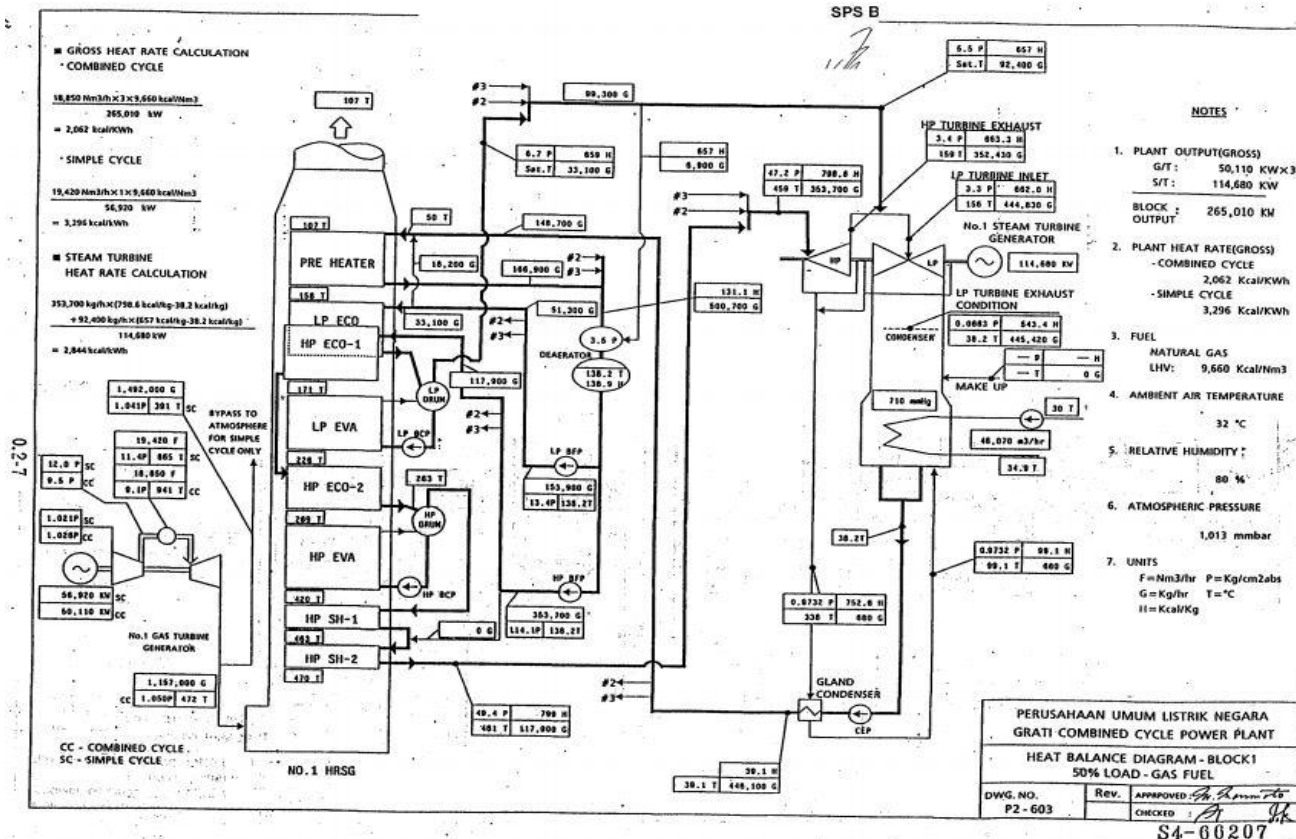
Nitrogen (N <sub>2</sub> )				September 30, 1965		
MW = 28.0134						
$\bar{h}_f^0 = 0.000$ kcal/gmole						
$T$		$\bar{C}_p^0$	$\bar{h}(T) - \bar{h}(T_0)$	$\bar{s}^0(T)$	$\Delta G^0(T)$	$\log K_p$
0	0	0.000	-2.072	0.000	0.000	0.000
100	180	6.956	-1.379	38.170	0.000	0.000
200	360	6.957	-0.683	42.992	0.000	0.000
298	536	6.961	0.000	45.770	0.000	0.000
300	540	6.961	0.013	45.813	0.000	0.000
400	720	6.990	0.710	47.818	0.000	0.000
500	900	7.069	1.413	49.386	0.000	0.000
600	1,080	7.196	2.125	50.685	0.000	0.000
700	1,260	7.350	2.853	51.806	0.000	0.000
800	1,440	7.512	3.596	52.798	0.000	0.000
900	1,620	7.670	4.355	53.692	0.000	0.000
1,000	1,800	7.815	5.129	54.507	0.000	0.000
1,100	1,980	7.945	5.917	55.258	0.000	0.000
1,200	2,160	8.061	6.718	55.955	0.000	0.000
1,300	2,340	8.162	7.529	56.604	0.000	0.000
1,400	2,520	8.252	8.350	57.212	0.000	0.000
1,500	2,700	8.330	9.179	57.784	0.000	0.000
1,600	2,880	8.398	10.015	58.324	0.000	0.000
1,700	3,060	8.458	10.858	58.835	0.000	0.000
1,800	3,240	8.512	11.707	59.320	0.000	0.000
1,900	3,420	8.559	12.560	59.782	0.000	0.000
2,000	3,600	8.601	13.418	60.222	0.000	0.000
2,100	3,780	8.638	14.280	60.642	0.000	0.000
2,200	3,960	8.672	15.146	61.045	0.000	0.000
2,300	4,140	8.703	16.015	61.431	0.000	0.000
2,400	4,320	8.731	16.886	61.802	0.000	0.000
2,500	4,500	8.756	17.761	62.159	0.000	0.000
2,600	4,680	8.779	18.638	62.503	0.000	0.000
2,700	4,860	8.800	19.517	62.835	0.000	0.000
2,800	5,040	8.820	20.398	63.155	0.000	0.000
2,900	5,220	8.838	21.280	63.465	0.000	0.000
K	°R	$\frac{\text{cal}}{\text{gmole} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{gmole}}$	$\frac{\text{cal}}{\text{gmole} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{gmole}}$	—

## Lampiran 8 : (Lanjutan)

**Table B.22** Thermochemical Properties of Diatomic Oxygen

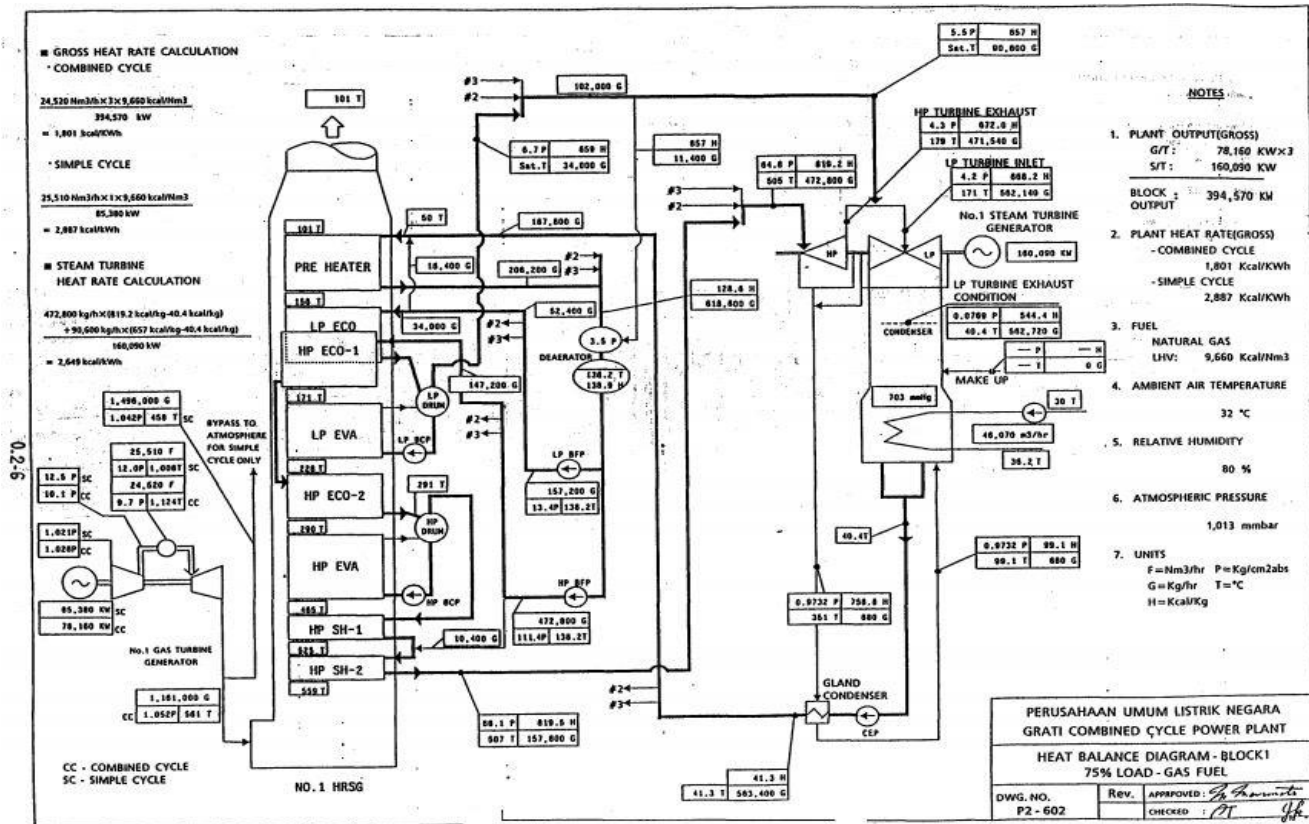
Oxygen, Diatomic (O <sub>2</sub> )				September 30, 1965		
<i>MW</i> = 31.9988						
$\bar{h}_f^0 = 0.000$ kcal/gmole						
<i>T</i>		$\bar{C}_p^0$	$\bar{h}(T) - \bar{h}(T_0)$	$\bar{s}^0(T)$	$\Delta G^0(T)$	log <i>K<sub>p</sub></i>
0	0	0.000	-2.075	0.000	0.000	0.000
100	180	6.958	-1.381	41.395	0.000	0.000
200	360	6.961	-0.685	46.218	0.000	0.000
298	536	7.020	0.000	49.004	0.000	0.000
300	540	7.023	0.013	49.047	0.000	0.000
400	720	7.196	0.724	51.091	0.000	0.000
500	900	7.431	1.455	52.722	0.000	0.000
600	1,080	7.670	2.210	54.098	0.000	0.000
700	1,260	7.883	2.988	55.297	0.000	0.000
800	1,440	8.063	3.786	56.361	0.000	0.000
900	1,620	8.212	4.600	57.320	0.000	0.000
1,000	1,800	8.336	5.427	58.192	0.000	0.000
1,100	1,980	8.439	6.266	58.991	0.000	0.000
1,200	2,160	8.527	7.114	59.729	0.000	0.000
1,300	2,340	8.604	7.971	60.415	0.000	0.000
1,400	2,520	8.674	8.835	61.055	0.000	0.000
1,500	2,700	8.738	9.706	61.656	0.000	0.000
1,600	2,880	8.800	10.583	62.222	0.000	0.000
1,700	3,060	8.858	11.465	62.757	0.000	0.000
1,800	3,240	8.916	12.354	63.265	0.000	0.000
1,900	3,420	8.973	13.249	63.749	0.000	0.000
2,000	3,600	9.029	14.149	64.210	0.000	0.000
2,100	3,780	9.084	15.054	64.652	0.000	0.000
2,200	3,960	9.139	15.966	65.076	0.000	0.000
2,300	4,140	9.194	16.882	65.483	0.000	0.000
2,400	4,320	9.248	17.804	65.876	0.000	0.000
2,500	4,500	9.301	18.732	66.254	0.000	0.000
2,600	4,680	9.354	19.664	66.620	0.000	0.000
2,700	4,860	9.405	20.602	66.974	0.000	0.000
2,800	5,040	9.455	21.545	67.317	0.000	0.000
2,900	5,220	9.503	22.493	67.650	0.000	0.000
K	°R	$\frac{\text{cal}}{\text{gmole} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{gmole}}$	$\frac{\text{cal}}{\text{gmole} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{gmole}}$	—

## Lampiran 9 : Heat Balance Diagram – Block 1



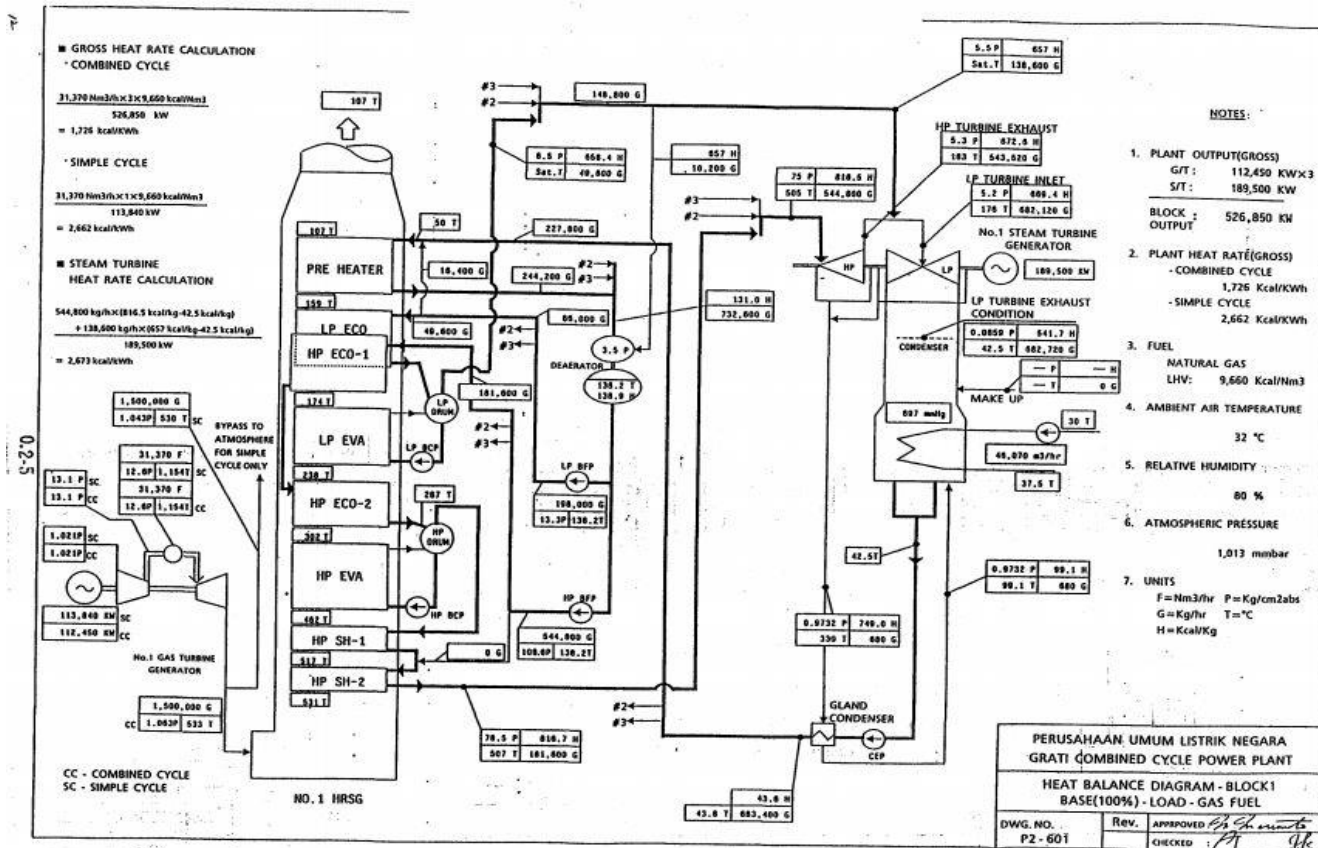


## Lampiran 9 (Lanjutan)



S4-60207

## Lampiran 9 (Lanjutan)



## Lampiran 10 : Properties Bahan Bakar

### Santos (Sampang) Pty. Ltd. ONSHORE PROCESSING FACILITY - GRATI Snapshot Report

Date : 3/5/2018 Time :00:00:00

#### GENERAL

Stream ID		STREAM A	STREAM B
Product ID		NG	NG
USM TAG NO.		FT-0701A	FT-0701B
Heating Value (CV)	Btu/sf <sup>3</sup> (ISO-6976)	1,081.1207	0.0000
Base Density	lb/ft <sup>3</sup> (ISO-6976)	0.047008	0.047008
Line Density	lb/ft <sup>3</sup> (AGA-8 1994)	1.312966	1.301410
HCDP (AT-0702B)	°C	20.7636	20.7344
Moisture (AT-0702C)	lb/inmcf	3.9430	3.9506

#### CURRENT DATA

Gross Flowrate	MMSCFD	0.268	0.000
Net Flowrate	MMSCFD	7.492	0.000
Mass Flowrate	klb/day	0.352	0.000
Energy Flowrate	MMBTU/D	8,093.741	0.000

#### DAILY DATA

Daily Gross	MMCF	0.306	0.000
Daily Net	MMSCF	8.497	0.000
Daily Mass	klb	399.767	0.000
Daily Energy	MMBTU	9,186.199	0.000

#### CUMULATIVE DATA

Cumulative Gross	MMCF	349.031	248.082
Cumulative Net	MMSCF	304.842	694.156
Cumulative Mass	klb	721,910.600	124,241.600
Cum. Energy	MMBTU	335,326.000	664,745.000

#### OPERATING PARAMETERS

Temperature	°F	83.7675	83.0994
Pressure	Psig	393.1403	387.4381
Base Temperature	°F	60.00	60.00
Base Pressure	Psia	14.7	14.7
Compressibility Z		0.944203	0.943931

#### PATH OF USM

Inner Diameter	in	9.25289	9.25168
K-Factor	p/ft <sup>3</sup>	36.00	36.00
Average Gas Velocity	ft/s	5.6585	0.0031
Average Vel. of Sound	ft/s	1,359.0880	1,354.7410

#### CHROMATOGRAPH NORMALIZED DATA

Mol% Methane		94.6505	94.6505
Mol% Nitrogen		0.2784	0.2784
Mol% CO <sub>2</sub>		0.9387	0.9387
Mol% Ethane		0.9271	0.9271
Mol% Propane		1.3805	1.3805
ppm Hydrogen Sulphide		0.0000	0.0000
Mol% i-Butane		0.4547	0.4547
Mol% n-Butane		0.5572	0.5572
Mol% i-Pentane		0.2669	0.2669
Mol% n-Pentane		0.1697	0.1697
Mol% n-Hexane		0.3763	0.3763



## Lampiran 10 : (Lanjutan)

### 9.4 GAS SPECIFICATION

---

#### **SCHEDULE 1** **SPECIFICATION AND DELIVERY PRESSURE**

##### **1.1 Specification**

All Gas delivered at the Delivery Point shall conform to the following specification (the "Specification"):

GHV	950 Btu/scf to 1250 Btu/scf
Specific Gravity	0.55 to 0.70
Temperature at Delivery Point	18° F to 100° F
Water Content	< 10 lb / mmscf
Inert Gases	< 5 mol% including CO <sub>2</sub>
C3+	< 5%
H <sub>2</sub> S Content	1 grain / 100 scf
Particles	< 5 microns

## Lampiran 11 : Komposisi *Specific Gravity*

Gas	Specific Gravity <sup>1)</sup> - SG -
Acetylene (ethyne) - $C_2H_2$	0.899
Air <sup>1)</sup>	1.000
Alcohol vapor	1.601
Ammonia - $NH_3$	0.59
Argon - Ar	1.38
Arsine	2.69
Benzene - $C_6H_6$	2.6969
Blast Furnace gas	1.02
1,2 - Butadiene - $C_4H_6$	1.8676
Butane - $C_4H_{10}$	2.0061
1-Butene (Butylene)- $C_4H_8$	1.9372
Isobutene - $C_4H_8$	1.94
Carbon dioxide - $CO_2$	1.5189
Carbon monoxide - CO	0.9667
Carbureted Water Gas	0.63
Chlorine - $Cl_2$	2.486
Coke Oven Gas	0.44
Cyclobutane	1.938
Cyclohexane	2.9057
Cyclopentane	2.4215
Cyclopropane	1.451
n - Decane	4.9125
Deutrium - $D_2$	0.070
Digestive Gas (Sewage or Biogas)	0.8
2,3 - Dimethylbutane	2.9753
2,2 - Dimethylpentane	3.4596
Diisobutyl	3.9439
Ethane - $C_2H_6$	1.0378
Ether vapor	2.586
Ethylbenzene	3.6655
Ethyl Chloride - $C_2H_5Cl$	2.23
Ethylene (Ethene) - $C_2H_4$	0.9686

## Lampiran 11 : (Lanjutan)

3 - Ethylpentane	3.4596
Fluorine	1.31
Helium - He	0.138
n - Heptane	3.4596
n - Hexane	2.9753
Hydrogen	0.0696
Hydrogen chloride - HCl	1.268
Hydrogen sulfide - H <sub>2</sub> S	1.1763
Hydrofluoric acid	2.370
Hydrochloric acid	1.261
Illuminating gas	0.4
Isobutane	2.0068
Isobutene	1.9372
Isooctane	3.9439
Isopentane	2.4911
Isoprene	2.3519
Isopropylbenzene	4.1498
Krypton	2.89
Marsh gas	0.555
Mercury vapor	6.940
Methane - CH <sub>4</sub>	0.5537
Methylcyclopentane	2.9057
Methylcyclohexane	3.39
Methyl Chloride	1.74
2 - Methylhexane	3.4596
2 - Methylpentane	2.9753
Natural Gas (typical)	0.60 - 0.70
Neohexane	2.9753
Neopentane	2.4911
Neon	0.697

## Lampiran 11 : (Lanjutan)

Nitric oxide - NO	1.037
Nitrogen - N <sub>2</sub> (pure)	0.9669
Nitrogen - N <sub>2</sub> (atmospheric)	0.9723
Nitrous oxide - N <sub>2</sub> O	1.530
n - Nonane	4.4282
n - Octane	3.9439
Oxygen - O <sub>2</sub>	1.1044
Ozone	1.660
n - Pentane	2.4911
Phosgene	1.39
Propane - C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	1.5219
Propene (Propylene) - C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	1.4529
R-11	4.742
R-12	4.174
R-22	2.985
R-114	5.9
R-123	5.279
R-134a	3.522
Sasol	0.42
Silane	1.11
Styrene	3.5959
Sulfur Dioxide - SO <sub>2</sub>	2.264
Toluene - Methylbenzene	3.1082
Triptane	3.4596
Water gas (bituminous)	0.71
Water vapor	0.6218
Xenon	4.53
o - Xylene	3.6655

### Lampiran 11 : Data Sheet *Performance Test* GT 1.1 PLTGU Grati Blok 1

Time	Pane1-GT 1.1 LOAD (MW)	Pane1-GT 1.1 HEATRATE	Pane1-GT 1.1 FUEL GAS FLOW (Nm3/h)	Pane1-GT 1.1 SFC GAS (MMCF)	Pane1-GT 1.1 EFFISIENSI (%)	Pane1-GT 1.1 COMPRESS OR INLET TEMP (°C)	Pane1-GT 1.1 COMPRESS OR OUT PRESS (Kg/cm2)	Pane1-GT 1.1 COMPRESSOR OUT TEMP (°C)	Pane1-GT 1.1 EXHAUST TEMP (°C)	Pane1-GT 1.1 FUEL GAS PRESS (Kg/cm2)
average 75%	75,19	3261,27	25301,18	0,01	26,37	27,61	9,41	375,84	551,69	26,84
average 50%	50,06	3831,40	19791,50	0,02	22,45	27,93	8,41	361,52	489,07	27,26
average 88%	88,30	3092,86	28176,28	0,01	27,81	27,98	11,62	403,93	500,03	26,53
average 100%	100,07	3008,96	31067,46	0,01	28,58	27,27	12,18	410,99	523,25	26,54

## Lampiran 12 : Data Sheet *Performance Test* GT 1.2 PLTGU Grati Blok 1

Time	Pane1-GT 1.2 LOAD (MW)	Pane1-GT 1.2 HEATRATE	Pane1-GT 1.2 FUEL GAS FLOW (Nm3/h)	Pane1-GT 1.2 SFC GAS (MMCF)	Pane1-GT 1.2 EFFISIENSI (%)	Pane1-GT 1.2 COMPRESSOR INLET TEMP (°C)	Pane1-GT 1.2 COMPRESSOR OUT PRESS (Kg/cm2)	Pane1-GT 1.2 COMPRESSOR OUT TEMP (°C)	Pane1-GT 1.2 EXHAUST TEMP (°C)	Pane1-GT 1.2 FUEL GAS PRESS (Kg/cm2)
average 75%	75,16	3211,74	24904,19	0,01	26,78	28,87	9,74	373,75	521,91	26,86
average 50%	49,89	3798,26	19547,61	0,02	22,64	29,09	8,58	356,94	469,53	27,27
average 88%	88,30	3055,08	27830,63	0,01	28,15	29,04	11,67	399,12	486,61	26,56
average 100%	100,08	2966,63	30632,48	0,01	28,99	28,44	12,15	405,80	513,10	26,57

### Lampiran 13 : Data Sheet *Performance Test* GT 1.3 PLTGU Grati Blok 1

Time	Pane1-GT 1.3 LOAD (MW)	Pane1-GT 1.3 HEATRATE	Pane1-GT 1.3 FUEL GAS FLOW (Nm3/h)	Pane1-GT 1.3 SFC GAS (MMCF)	Pane1-GT 1.3 EFFISIENSI (%)	Pane1-GT 1.3 COMPRESS OR INLET TEMP (°C)	Pane1-GT 1.3 COMPRESS OR OUT PRESS (Kg/cm2)	Pane1-GT 1.3 COMPRESSOR OUT TEMP (°C)	Pane1-GT 1.3 EXHAUST TEMP (°C)	Pane1-GT 1.3 FUEL GAS PRESS (Kg/cm2)
average 75%	75,21	3276,37	25422,65	0,01	26,25	28,03	9,98	389,63	518,04	27,23
average 50%	49,91	3876,18	19961,81	0,02	22,19	28,26	9,05	375,88	453,84	27,65
average 88%	88,23	3124,44	28442,55	0,01	27,52	28,24	11,68	412,16	494,88	26,93
average 100%	100,03	3030,20	31274,00	0,01	28,38	27,64	12,23	419,76	519,69	26,94

## Lampiran 14 : Data Sheet *Performance Test* HRSG 1.1 PLTGU Grati Blok 1

Time	Pane1- HRSG 1.1 HP STEAM PRESSURE (Kg/cm2)	Pane1- HRSG 1.1 HP STEAM TEMPER ATURE (°C)	Pane1- HRSG 1.1 LP STEAM PRESSURE (Kg/cm2)	Pane1- HRSG 1.1 LP STEAM TEMPER ATURE (°C)	Pane1- HRSG 1.1 INLET EXHAUST GAS TEMPERAT URE (°C)	Pane1- HRSG 1.1 OUTLET HP STEAM FLOW (T/h)	Pane1- HRSG 1.1 OUTLET LP STEAM FLOW (T/h)	Pane1- HRSG 1.1 TOTAL FEED WATER FLOW (T/h)	Pane1- HRSG 1.1 HP FEED WATER PRESS (Kg/cm2)	Pane1- HRSG 1.1 HP FEED WATER TEMP (°C)	Pane1- HRSG 1.1 LP FEED WATER R PRESS (Kg/c m2)	Pane1- HRSG 1.1 LP FEED WATER TEMP (°C)	Pane1- HRSG 1.1 CONDENSA TE WATER PRESSURE (Kg/cm2)	Pane1- HRSG 1.1 PREHEAT INLET CONDEN SATE WATER TEMP (°C)
average 75%	56,98	502,54	5,52	163,53	551,69	145,74	35,69	124,54	109,83	138,09	15,52	135,23	12,56	33,97
average 50%	44,13	468,52	5,49	163,20	489,07	115,37	31,11	102,87	114,55	138,58	15,67	135,36	13,17	32,13
average 88%	57,19	467,62	5,57	164,46	500,03	143,32	46,70	136,31	108,98	138,02	15,15	135,20	12,24	34,97
average 100%	64,37	487,14	5,60	164,77	523,25	160,53	49,65	148,52	105,28	137,83	15,05	135,12	11,79	36,23



## Lampiran 15 : Data Sheet *Performance Test* HRSG 1.2 PLTGU Grati Blok 1

Time	Pane1- HRSG 1.2 HP STEAM PRESSURE (Kg/cm2)	Pane1- HRSG 1.2 HP STEAM TEMPER ATURE (°C)	Pane1- HRSG 1.2 LP STEAM PRESSURE (Kg/cm2)	Pane1- HRSG 1.2 LP STEAM TEMPER ATURE (°C)	Pane1- HRSG 1.2 INLET EXHAUST GAS TEMPERAT URE (°C)	Pane1- HRSG 1.2 OUTLET HP STEAM FLOW (T/h)	Pane1- HRSG 1.2 OUTLET LP STEAM FLOW (T/h)	Pane1- HRSG 1.2 TOTAL FEED WATER FLOW (T/h)	Pane1- HRSG 1.2 HP FEED WATER PRESS (Kg/cm2)	Pane1- HRSG 1.2 HP FEED WATER TEMP (°C)	Pane1 -HRSG 1.2 LP FEED WATE R PRESS (Kg/c m2)	Pane1- HRSG 1.2 LP FEED WATER TEMP (°C)	Pane1- HRSG 1.2 CONDENSA TE WATER PRESSURE (Kg/cm2)	Pane1- HRSG 1.2 PREHEAT INLET CONDEN SATE WATER TEMP (°C)
average 75%	56,96	484,01	5,27	163,30	521,91	139,82	38,52	168,86	109,83	138,09	15,52	135,23	12,56	33,97
average 50%	44,19	444,43	5,26	163,00	469,53	113,14	33,25	139,38	114,55	138,58	15,67	135,36	13,17	32,13
average 88%	57,27	454,26	5,32	164,08	486,61	143,62	47,29	181,81	108,98	138,02	15,15	135,20	12,24	34,97
average 100%	64,44	476,06	5,33	164,23	513,10	160,20	49,03	197,83	105,28	137,83	15,05	135,12	11,79	36,23

## Lampiran 16 : Data Sheet *Performance Test* HRSG 1.3 PLTGU Grati Blok 1

Time	Pane1- HRSG 1.3 HP STEAM PRESSURE (Kg/cm2)	Pane1- HRSG 1.3 HP STEAM TEMPER ATURE (°C)	Pane1- HRSG 1.3 LP STEAM PRESSURE (Kg/cm2)	Pane1- HRSG 1.3 LP STEAM TEMPER ATURE (°C)	Pane1- HRSG 1.3 INLET EXHAUST GAS TEMPERAT URE (°C)	Pane1- HRSG 1.3 OUTLET HP STEAM FLOW (T/h)	Pane1- HRSG 1.3 OUTLET LP STEAM FLOW (T/h)	Pane1- HRSG 1.3 TOTAL FEED WATER FLOW (T/h)	Pane1- HRSG 1.3 HP FEED WATER PRESS (Kg/cm2)	Pane1- HRSG 1.3 HP FEED WATER TEMP (°C)	Pane1 -HRSG 1.3 LP FEED WATER PRESS (Kg/cm2)	Pane1- HRSG 1.3 LP FEED WATER TEMP (°C)	Pane1- HRSG 1.3 CONDENSA TE WATER PRESSURE (Kg/cm2)	Pane1- HRSG 1.3 PREHEAT INLET CONDEN SATE WATER TEMP (°C)
average 75%	56,70	487,89	5,16	159,24	518,04	140,51	38,93	116,72	109,83	138,09	15,52	135,23	12,56	33,97
average 50%	43,86	437,67	5,15	158,91	453,84	110,52	34,32	94,99	114,55	138,58	15,67	135,36	13,17	32,13
average 88%	57,05	467,43	5,21	159,95	494,88	147,78	46,28	128,32	108,98	138,02	15,15	135,20	12,24	34,97
average 100%	64,19	486,38	5,23	160,23	519,69	163,79	49,22	140,39	105,28	137,83	15,05	135,12	11,79	36,23

## Lampiran 17 : Data Sheet *Performance Test* ST PLTGU Grati Blok 1

Time	Pane1-ST LOAD (MW)	Pane1-CC EFFICIENCY (%)	Pane1-HP Main STEAM TEMPERAT URE (°C)	Pane1-HP STEAM Main PRESSURE (Kg/cm2)	Pane1-LP Main STEAM TEMPERAT URE (°C)	Pane1-LP Main STEAM PRESSURE (Kg/cm2)	Pane1- HP MAIN STEAM FLOW 1 (T/h)	Pane1- HP MAIN STEAM FLOW 2 (T/h)	Pane1- HP MAIN STEAM FLOW 3 (T/h)	Pane1-LP MAIN STEAM FLOW 1 (T/h)	Pane1 -LP MAIN STEAM FLOW 2 (T/h)	Pane1-LP MAIN STEAM FLOW 3 (T/h)	Pane1- HP FEED WATER FLOW A (T/h)	Pane1- HP FEED WATER FLOW B (T/h)
average 75%	139,50	42,90	484,57	56,41	157,58	5,20	145,74	139,82	140,51	35,69	38,52	38,93	102,05	156,91
average 50%	105,99	37,62	453,30	43,63	157,57	5,19	115,37	113,14	110,52	31,11	33,25	34,32	69,81	101,55
average 88%	141,73	43,72	455,00	56,71	157,40	5,20	143,32	143,62	147,78	46,70	47,29	46,28	106,90	164,63
average 100%	160,42	46,26	472,24	63,84	157,38	5,19	160,53	160,20	163,79	49,65	49,03	49,22	129,51	200,37

## Lampiran 17 : (Lanjutan)

Pane1- HP FEED WATER FLOW C (T/h)	Pane1- HP FEED WATER FLOW D (T/h)	Pane1- LP FEED WATER FLOW A (T/h)	Pane1-LP FEED WATER FLOW B (T/h)	Pane1- LP FEED WATER FLOW C (T/h)	Pane1- DEARATOR INLET FEED WATER FLOW (T/h)	Pane1- GLAND CONDENSER OUT WATER TEMP (°C)	Pane1- CW INLET TEMP 1 (°C)	Pane1- CW INLET TEMP 2 (°C)	Pane1- CW OUTLET TEMP 1 (°C)	Pane1-CW OUTLET TEMP 2 (°C)
64,55	0,00	17,96	0,02	30,09	574,02	47,56	29,75	30,78	37,63	37,59
41,93	0,00	13,68	0,02	23,93	479,20	44,97	30,06	31,09	36,86	36,87
67,76	0,01	28,05	0,02	42,69	618,59	48,98	30,60	31,62	38,96	38,89
82,19	0,01	30,79	0,02	45,72	669,72	50,72	30,61	31,64	39,60	39,50

## Lampiran 18 : Data Sheet Lokal Pompa PLTGU Grati Blok 1 Pompa HP dan LP BCP HRS G 1.1



LOG SHEET  
UNIT HRS G 1.1  
TANGGAL 14-06-2016

TANGGAL	PARAMETER	SATUAN	WAKTU PENCATATAN PARAMETER								
			00:00	03:00	06:00	09:00	12:00	14:00	18:00	21:00	
14/06/2017	HRS G 1.1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	HP BCP A	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	FLOW	T/h	-	-	-	-	-	-	-	-	
	TEMPERATURE	derajat-C	-	-	-	-	-	-	-	-	
	SUCTION PRESSURE	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	-	-	-	-	-	
	DISCHARGE PRESSURE	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	-	-	-	-	-	
	LUBE OIL LEVEL	N	-	-	-	-	-	-	-	-	
	COOLING WTR FLOW	6x L/m	-	-	-	-	-	-	-	-	
	HP BCP B	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	FLOW	T/h	-	-	-	350,1	350,1	345,31	-	-	
	TEMPERATURE	derajat-C	-	-	-	268,3	245,7	275	-	-	
	SUCTION PRESSURE	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	65	65	65	-	-	
	DISCHARGE PRESSURE	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	70	70	70	-	-	
	LUBE OIL LEVEL	N	-	-	-	3	3	3	-	-	
	COOLING WTR FLOW	6x L/m	-	-	-	9	9	9	-	-	
	LP BCP A	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
FLOW	T/h	-	-	-	-	-	-	-	-		
TEMPERATURE	derajat-C	-	-	-	-	-	-	-	-		
SUCTION PRESSURE	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	-	-	-	-	-		
DISCHARGE PRESSURE	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	-	-	-	-	-		
LUBE OIL LEVEL	N	-	-	-	-	-	-	-	-		
COOLING WTR FLOW	6x L/m	-	-	-	-	-	-	-	-		
LP BCP B	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
FLOW	T/h	-	-	-	-	88,308	88,308	88,308	-	-	
TEMPERATURE	derajat-C	-	-	-	-	121,5	121,5	121,5	-	-	
SUCTION PRESSURE	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	-	6,8	6,8	6,5	-	-	
DISCHARGE PRESSURE	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	-	7,9	7,9	8,2	-	-	
LUBE OIL LEVEL	N	-	-	-	-	3	3	3	-	-	
COOLING WTR FLOW	6x L/m	-	-	-	-	4,8	4,5	4,7	-	-	

## Lampiran 18 : (Lanjutan)

### Pompa HP dan LP BCP HRSR 1.2



LOG SHEET  
UNIT HRSR 1.2  
TANGGAL 14-06-2016

TANGGAL	PARAMETER	SATUAN	WAKTU PENCATATAN PARAMETER							
			00:00	03:00	06:00	09:00	12:00	14:00	18:00	21:00
14/06/2017	HRSR 1.2	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	HP BCP A	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	FLOW	T/h	-	-	-	350,1	350,1	345,65	-	-
	TEMPERATURE	derajat-C	-	-	-	268,3	245,7	251,6	-	-
	SUCTION PRESSURE	Kg/cm-kwadrat	-	-	-	65	65	65	-	-
	DISCHARGE PRESSURE	Kg/cm-kwadrat	-	-	-	70	70	68	-	-
	LUBE OIL LEVEL	N	-	-	-	3	3	3	-	-
	COOLING WTR FLOW	6x L/m	-	-	-	7,9	7,9	7,9	-	-
	HP BCP B	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	FLOW	T/h	-	-	-	-	-	-	-	-
	TEMPERATURE	derajat-C	-	-	-	-	-	-	-	-
	SUCTION PRESSURE	Kg/cm-kwadrat	-	-	-	-	-	-	-	-
	DISCHARGE PRESSURE	Kg/cm-kwadrat	-	-	-	-	-	-	-	-
	LUBE OIL LEVEL	N	-	-	-	-	-	-	-	-
	COOLING WTR FLOW	6x L/m	-	-	-	-	-	-	-	-
	LP BCP A	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	FLOW	T/h	-	-	-	-	-	-	-	-
	TEMPERATURE	derajat-C	-	-	-	-	-	-	-	-
	SUCTION PRESSURE	Kg/cm-kwadrat	-	-	-	-	-	-	-	-
	DISCHARGE PRESSURE	Kg/cm-kwadrat	-	-	-	-	-	-	-	-
	LUBE OIL LEVEL	N	-	-	-	-	-	-	-	-
	COOLING WTR FLOW	6x L/m	-	-	-	-	-	-	-	-
	LP BCP B	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	FLOW	T/h	-	-	-	89,28	89,28	89,28	-	-
	TEMPERATURE	derajat-C	-	-	-	109	109	109	-	-
	SUCTION PRESSURE	Kg/cm-kwadrat	-	-	-	7,6	7,6	7,6	-	-
	DISCHARGE PRESSURE	Kg/cm-kwadrat	-	-	-	7,9	7,9	8,1	-	-
	LUBE OIL LEVEL	N	-	-	-	3	3	3	-	-
	COOLING WTR FLOW	6x L/m	-	-	-	4,8	4,5	4,4	-	-

## Lampiran 18 : (Lanjutan)

### Pompa HP dan LP BCP HRSR 1.3



LOG SHEET  
UNIT HRSR 1.3  
TANGGAL 14-06-2016

TANGGAL	PARAMETER	SATUAN	WAKTU PENCATATAN PARAMETER							
			00:00	03:00	06:00	09:00	12:00	14:00	18:00	21:00
14/06/2017	HRSR 1.3	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	HP BCP A	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	FLOW	T/h	-	-	-	-	-	-	-	-
	TEMPERATURE	derajat-C	-	-	-	-	-	-	-	-
	SUCTION PRESSURE	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	-	-	-	-	-
	DISCHARGE PRESSURE	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	-	-	-	-	-
	LUBE OIL LEVEL	N	-	-	-	-	-	-	-	-
	COOLING WTR FLOW	6x L/m	-	-	-	-	-	-	-	-
	HP BCP B	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	FLOW	T/h	-	-	-	350,1	350,1	348,37	-	-
	TEMPERATURE	derajat-C	-	-	-	268,3	245,7	271	-	-
	SUCTION PRESSURE	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	65	65	69	-	-
	DISCHARGE PRESSURE	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	70	70	70	-	-
	LUBE OIL LEVEL	N	-	-	-	3	3	3	-	-
	COOLING WTR FLOW	6x L/m	-	-	-	9	9	9	-	-
	LP BCP A	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	FLOW	T/h	-	-	-	89,28	89,28	88,8	-	-
	TEMPERATURE	derajat-C	-	-	-	109	109	115,2	-	-
	SUCTION PRESSURE	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	7,6	7,6	7,6	-	-
	DISCHARGE PRESSURE	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	7,9	7,9	8,1	-	-
	LUBE OIL LEVEL	N	-	-	-	3	3	3	-	-
	COOLING WTR FLOW	6x L/m	-	-	-	4,8	4,5	4,5	-	-
	LP BCP B	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	FLOW	T/h	-	-	-	-	-	-	-	-
	TEMPERATURE	derajat-C	-	-	-	-	-	-	-	-
	SUCTION PRESSURE	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	-	-	-	-	-
	DISCHARGE PRESSURE	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	-	-	-	-	-
	LUBE OIL LEVEL	N	-	-	-	-	-	-	-	-
	COOLING WTR FLOW	6x L/m	-	-	-	-	-	-	-	-

**Lampiran 18 : (Lanjutan)**  
**Pompa CEP**



**LOG SHEET**  
**UNIT STEAM TURBINE 1.0**  
**TANGGAL 14-06-2016**

TANGGAL	PARAMETER	SATUAN	WAKTU PENCATATAN PARAMETER							
			00:00	03:00	06:00	09:00	12:00	14:00	18:00	21:00
14/06/2016	STEAM TURBINE 1.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	CEP	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	A	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	TEMPERATURE	derajat-C	-	-	-	-	-	-	-	-
	SUCTION PRESSURE	mmHg	-	-	-	-	-	-	-	-
	DISCHARGE PRESSURE	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	-	-	-	-	-
	SEAL WATER PRESSURE	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	-	-	-	-	-
	OUTLET TEMP WATER	derajat-C	-	-	-	-	-	-	-	-
	DP SUCTION STRAINER	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	-	-	-	-	-
	B	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	TEMPERATURE	derajat-C	-	-	-	40	-	39,5	-	-
	SUCTION PRESSURE	mmHg	-	-	-	500	-	500	-	-
	DISCHARGE PRESSURE	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	15,5	-	15,5	-	-
	SEAL WATER PRESSURE	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	4,5	-	4,5	-	-
	OUTLET TEMP WATER	derajat-C	-	-	-	42	-	42	-	-
	DP SUCTION STRAINER	Kg/cm-kuadrat	-	-	-	0,13	-	0,13	-	-



## Lampiran 18 : (Lanjutan) Pompa HP dan LP BFP



LOG SHEET  
UNIT GROUND FLOOR ST  
TANGGAL 14-06-2016

TANGGAL	PARAMETER	SATUAN	WAKTU PENCATATAN PARAMETER							
			00:00	03:00	06:00	09:00	12:00	14:00	18:00	21:00
14/06/2016	GROUND FLOOR ST	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	HP BFP A	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	SUCTION	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	PRESSURE	Bar	-	-	-	-	-	-	-	-
	TEMPERATURE	derajat-C	-	-	-	-	-	-	-	-
	DISCHARGE PRESSURE	Bar	-	-	-	-	-	-	-	-
	DIFF. PRESSURE STRAINER	Bar	-	-	-	-	-	-	-	-
	LUBE OIL PRESSURE	Bar	-	-	-	-	-	-	-	-
	BALANCING PRESSURE	Bar	-	-	-	-	-	-	-	-
	MOTOR TEMP.	derajat-C	-	-	-	-	-	-	-	-
	LUBE OIL LEVEL	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	MECH. SEAL TEMPERATURE	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	SUCTION	derajat-C	-	-	-	-	-	-	-	-
	DISCHARGE	derajat-C	-	-	-	-	-	-	-	-
	HP BFP B	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	SUCTION	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	PRESSURE	Bar	4,4	-	-	4,3	4,3	4,3	-	-
	TEMPERATURE	derajat-C	140	-	-	138	139	140	-	-
	DISCHARGE PRESSURE	Bar	102	-	-	102	102	102	-	-
	DIFF. PRESSURE STRAINER	Bar	0,06	-	-	0,06	0,06	0,06	-	-
	LUBE OIL PRESSURE	Bar	5,8	-	-	2,8	2,55	2,55	-	-
	BALANCING PRESSURE	Bar	5,8	-	-	5,2	5,2	5,2	-	-
	MOTOR TEMP.	derajat-C	52	-	-	52	50	49	-	-
	LUBE OIL LEVEL	-	4	-	-	3	3	3	-	-
	MECH. SEAL TEMPERATURE	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	SUCTION	derajat-C	50,5	-	-	42	42	42	-	-
	DISCHARGE	derajat-C	50,0	-	-	43	43	43	-	-
	HP BFP C	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	SUCTION	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	PRESSURE	Bar	4,7	-	-	4,6	4,6	4,5	-	-
	TEMPERATURE	derajat-C	139	-	-	138	138	139	-	-
	DISCHARGE PRESSURE	Bar	102	-	-	102	102	102	-	-
	DIFF. PRESSURE STRAINER	Bar	0,05	-	-	0,08	0,08	0,08	-	-
	LUBE OIL PRESSURE	Bar	5	-	-	2,9	2,9	2,9	-	-
	BALANCING PRESSURE	Bar	5	-	-	2,8	2,8	2,8	-	-
	MOTOR TEMP.	derajat-C	67	-	-	60	49	70	-	-
	LUBE OIL LEVEL	-	4	-	-	3	3	3	-	-
	MECH. SEAL TEMPERATURE	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	SUCTION	derajat-C	56	-	-	55	52	57	-	-
	DISCHARGE	derajat-C	58	-	-	58	58	58	-	-

**Lampiran 18 : (Lanjutan)**  
**Pompa HP dan LP BFP**

[illegible][illegible]

**Lampiran 19 : Pola Operasi 3-3-1 (3 Turbin Gas, 3 HRSG, 1 Turbin Uap)**

